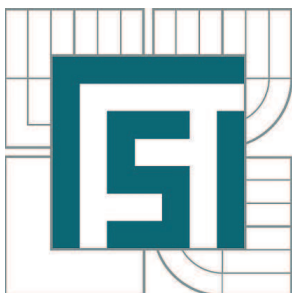


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A  
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND  
ROBOTICS

## KONSTRUKCE VŘETENE BRUSKY

DESIGN OF GRINDING SPINDL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

JOSEF SLAVÍČEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2011



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2010/11

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Josef Slaviček

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Konstrukce vřetene brusky**

v anglickém jazyce:

### **Design of grinding spindle**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oblasti vřeten brousících strojů. Na základě rešerše zvolí technické parametry konstruovaného vřetene. Provede potřebné konstrukční výpočty a vlastní konstrukci vřetene v 3D modelu.

Součástí bakalářské práce bude výkres sestavy vřetene a v elektronické příloze 3D model vřetene.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše v oblasti vřeten u brousících strojů.

Volba technických parametrů konstruovaného vřetene.

Konstrukční výpočty a vlastní konstrukce vřetene v 3D modelu.

Výkres sestavy vřetene a v elektronické příloze 3D model vřetene.

Seznam odborné literatury:

Marek, J. a kol.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, 2. rozšířené vydání, ISBN 978-80-254-7980-3

Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1

Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno

www stránky výrobců obráběcích strojů

www.infozdroje.cz

www.mmspektrum.com

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.


Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 25.11.2010



doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

## Abstrakt

Předmětem této bakalářské práce je konstrukce vřetene brusky. Práce je rozdělena na dvě hlavní části. První část se zabývá obecným popisem vřeten, jejich konstrukčními prvky, požadavky na přesnost a moderními trendy ve v oblasti vřeten. Druhá část se zabývá konstrukčními výpočty vybraného brousícího vřetene. Závěrem této práce je výkres sestavy a 3D model onoho vybraného vřetene, vytvořený za použití Autodesk Inventor 11.

## Klíčová slova

Vřeteno, konstrukce vřetene, tuhost vřetene, brousící stroj, hydrostatické vřeteno, elektrovřeteno, náhon vřetene.

## Abstract

The subject of this bachelor thesis is the construction of grinding machine spindle. The work is divided into two main parts. The first part is engaged with the general description of the spindles, their design components, the accuracy requirements and modern trends in the spindles. The second part is engaged with the design calculations of selected grinding spindle. The conclusion of this work is drawing and 3D model of that selected spindle, is created by using Autodesk Inventor 10.

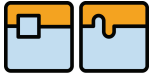
## Keywords

Spindle, construction of spindle, rigidity of spindle, grinding machine, hydrostatic spindle, electrospindle, drive of spindle.

## Bibliografická citace

SLAVÍČEK, J. *Konstrukce vřetene brusky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 53 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Blecha, Ph.D.



	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

## Čestné prohlášení

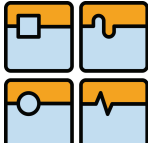
Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci *Konstrukce vřetene brusky* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Petra Blechy, Ph.D. a v seznamu literatury uvedl všechny použité literární zdroje.

V Brně dne .....

.....  
vlastnoruční podpis autora





	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	


## Poděkování

Tímto bych si dovolil poděkovat Ing. Petru Blechovi, Ph.D. za ochotu a cenné rady v průběhu vypracování této bakalářské práce.



## OBSAH

ÚVOD.....	12
1 OBECNÝ POPIS VŘETEN .....	13
1.1 Funkce vřeten.....	13
1.2 Morfologie vřetena .....	13
1.3 Požadavky na konstrukční provedení vřeten .....	13
1.3.1 Vliv házení vřetena na práci a jeho výpočet.....	14
1.3.2 Tuhost vřetena a deformace.....	16
2 KONSTRUČNÍ PRVKY VŘETENA .....	19
2.1 Zástavba vřetena .....	19
2.2 Ložiska vřetena .....	20
2.2.1 Typy valivých ložisek u vřeten a kritéria volby .....	20
2.2.2 Uspořádání ložisek na vřetenu .....	21
2.2.3 Materiály ložisek.....	22
2.2.4 Předepnutí ložisek.....	23
2.2.5 Mazání vřetenových ložisek .....	24
2.2.6 Montáž a demontáž ložisek.....	26
2.3 Těsnění vřetena .....	28
2.4 Náhony vřeten.....	30
2.5 Upínací konce vřetena .....	31
3 VÝROBCI A DODAVATELÉ BROUSÍCÍCH VŘETEN .....	33
3.1.1 Firma ČZ Strojírna, s.r.o. ....	33
3.1.2 Firma HiPo, s.r.o.....	34
3.2 Zahraniční výrobci .....	34
3.2.1 Firma GMN.....	34
3.2.2 Firma FISCHER PRECISE .....	35
3.2.3 Firma OMLAT.....	36
3.2.4 Firma SETCO .....	37
3.2.5 Firma High Speed Technologies(HST) .....	37
3.2.6 Firma Hann Kuen Machinery & hardware CO.....	38
4 VÝPOČTOVÁ ČÁST.....	39
4.1 Výpočet sil na brousícím kotouči .....	39
4.2 Výpočet celkové síly působící na řemenici .....	39
4.3 Optimální vzdálenost ložisek.....	40
4.3.1 Optimální vzdálenost ložisek v rovině XY.....	41
4.3.2 Optimální vzdálenost ložisek v rovině XZ .....	43
4.4 Radiální síly v ložiskách .....	44
4.5 Axiální síly v ložiskách.....	45
4.6 Trvanlivost ložisek.....	46
4.7 Zbývající konstrukční prvky .....	47
5 ZÁVĚR .....	48
6 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ.....	49
7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	51
8 SEZNAM PŘÍLOH.....	53

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 12
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

## ÚVOD

Vřetena jsou velmi důležitou, ne-li nejdůležitější, součástí obráběcích strojů a center. Pro to jsou na vřetena kladeny vysoké konstrukční požadavky, co do hlediska přesnosti, pevnosti, tuhosti atd. Vřetena u brousících strojů musí být schopna přenášet velké řezné rychlosti a navíc se nesmí opomenout axiální síly vzniklé nehomogeností brousících zrn. Pro to se u těchto vřeten volí nejčastěji kuličková ložiska s kosouhlým stykem.

V této bakalářské práci jsou popsány jednotlivé konstrukční prvky vřeten, jako např. nastavba vřeten, různé typy a uspořádání vřetenových ložisek, těsnění vřeten, náhony vřeten, upínací systémy vřeten. Dále tu jsou popsány základní konstrukční vzorce pro tuhost vřetene, deformaci, trvanlivost ložisek, optimální vzdálenost ložisek, předepnutí ložisek. Každý z těchto vzorců je individuální pro jednotlivé typy vřeten a proto je není možné aplikovat bez rozmyšlení na jakékoli vřetena.

# 1 OBECNÝ POPIS VŘETEN

## 1.1 Funkce vřeten

Úlohou vřetena je zaručit obrobku(v případě soustruhu) nebo nástroji(v případě frézky, vrtačky, brusky) přesný otáčivý pohyb, tj. pohyb, při němž jsou dráhy jednotlivých bodů obrobku nebo nástroje odlišné od kruhové trajektorie jen v přípustných mezích. Funkce vřetena je shodná s funkcí kruhového vedení a vybrané vřeteno se od něho liší pouze tvarem.

## 1.2 Morfologie vřetena

Vřetena jsou u CNC obráběcích strojů uložena převážně ve valivých ložiskách(99%) zbývající 1% je uloženo v rotačních hydrostatických ložiskách. Pro vřetena obráběcích strojů, jež jsou staticky uložena, se používají dvě radiální a jedno axiální(případně dvě) ložiska.[1]

Ložiska, které jsou blíže k přednímu konci vřetena(tj. konec který vyčnívá ze stroje), se nazývají přední nebo hlavní a mají nejdůležitější význam na přesnost otáčivého pohybu vřetena. Přední uložení bývá většinou axiálně nehybné. Ložiska, která jsou uložena v zadní části vřetene se nazývají zadní ložiska a je jim dovolen axiální pohyb vlivem tepelné roztažnosti vřetena.

Podle různých tvarových konstrukčních charakteristik můžeme rozdělit vřetena dle obr. 1.1.



Obr. 1.1 Rozdělení vřeten dle tvarových charakteristik [1]

## 1.3 Požadavky na konstrukční provedení vřeten

Vřeteno, které není zatížené obráběním by nemělo být zdrojem periodického buzení nebo jiných nežádoucích vlivů. Toto má velký vliv na přesnost obrábění. Přesnost chodu vřetena se kontroluje na předním konci vřetena, přesněji na té ploše, která má přímo vliv na přesnost otáčení nástroje nebo obrobku(např. plocha pro upevnění upínací desky nebo sklíčidla; upínací kužel pro soustružnický hrot a další).

Požadavky na konstrukční provedení jsou:[1]

- velká přesnost chodu: velikost radiálního a axiálního házení
- dokonalé vedení: nesmí dojít ke změně polohy vřetena v prostoru, při změně směru a smyslu zatížení
- potřeba co nejmenší ztráty v uložení vřetena(zahrnujeme zde účinnost, oteplování a tepelné dilatace, změna polohy a funkce)
- vřeteno by mělo být dostatečně tuhé
- provozní spolehlivost a také dlouhodobá životnost
- schopnost vymezování vůle vřetena v uložení(při specifických požadavcích)

### 1.3.1 Vliv házení vřetena na práci a jeho výpočet

Házení vřetena má velký vliv na jakost práce a proto je potřeba ho umět spočítat a případně ho snížit.

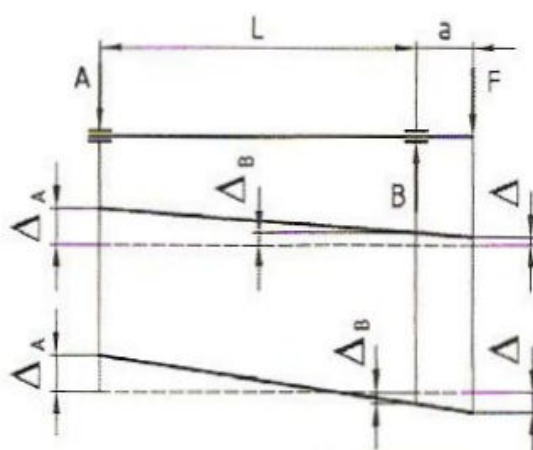
#### I. Radiální házení

Je to házení ve směru kolmém na ideální osu vřetena a je způsobeno:[1]

- nepřesností při otáčení vřetena, kdy osa vřetena mění svoji pozici mezi dvěma krajními body(způsobeno nesouosostí kroužků ložisek)
- nesouosostí měřené plochy s osou vřetena
- odlišným tvarem měřené plochy, než je požadovaný kruhový tvar

Poslední dvě varianty lze odstranit vyšší přesností při výrobě vřetena. První varianta je způsobena radiálním, případně axiálním házením ložisek.

Vliv radiálního házení ložisek na radiální házení předního konce vřetene nám znázorňuje obr. 1.2.



Obr. 1.2 Vliv radiálního házení ložisek na přesnost chodu [1]

Kde  $L$  je vzdálenost mezi ložisky,  $a$  je délka vyložení,  $\Delta_a$  a  $\Delta_b$  jsou velikosti radiálních házení jednotlivých ložisek a  $\Delta$  je velikost házení na volném konci vřetena.

Na obr. 2 je znázorněno vřeteno při:

- a) Házení ložisek ve stejném směru a ve stejné rovině
- b) Házení ložisek v opačném směru a ve stejné rovině

**a) Házení ložisek ve stejném směru a ve stejné rovině**

$$\frac{\Delta_A - \Delta}{\Delta_B - \Delta} = \frac{L + a}{a} \quad (1.1) [1]$$

a z toho:

$$\Delta = \frac{\Delta_B(a + L) - \Delta_A a}{L} = \Delta_B + \frac{a}{L}(\Delta_B - \Delta_A) \quad (1.2) [1]$$

Když by bylo  $\Delta=0$  v případě, že vřeteno nebude na volném konci házet. Pak z rovnice [1] (1.1) bychom dostali:

$$\frac{\Delta_A}{\Delta_B} = \frac{L + a}{a} \quad (1.3) [1]$$

V reálné praxi však nelze s tímto případem počítat. Proto existují pro volbu a montáž ložisek určitá pravidla, díky kterým můžeme minimalizovat vliv házení na přesnost výroby.

Musíme dodržet:

- přední ložisko zvolit valivé, které má jen malé házení (pro zadní se dá už použít ložisko běžné přesnosti)
- montovat ložiska tak, aby házela v jedné rovině a stejném směru

**b) Házení ložisek v opačném směru a ve stejné rovině**

Pro tento případ platí vztah:

$$\Delta = \Delta_B + \frac{a}{L}(\Delta_B + \Delta_A) \quad (1.4) [1]$$

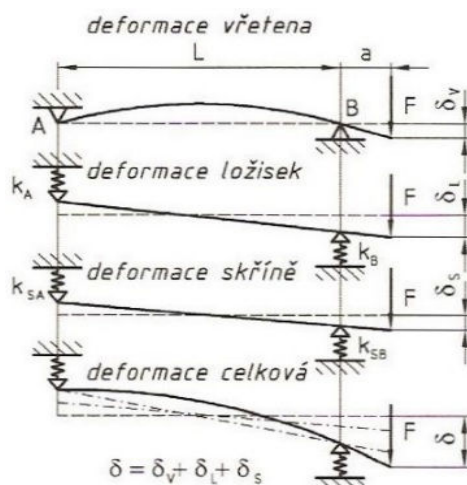
## II. Axiální házení

Je to házení ve směru osy vřetena. Měříme ho na čelní ploše vřetena. Může být způsobeno axiálním házením ložiska, nebo nedodržetím kolmosti mezi čelní plochou a osou vřetena. Po montáži lze odstranit axiální házení u příruby nebo upínací desky následným obrobením.

### 1.3.2 Tuhost vřetena a deformace

*Tuhost vřetena má značný vliv na přesnost práce i na dynamickou stabilitu obráběcího stroje. Obvykle se udává tuhost vřetena na jeho předním konci, na nějž se upevňuje upínací zařízení s obrobkem nebo nástroj, neboť deformace v tomto místě má přímý vliv na jakost práce.[1]*

Celkovou deformaci vřetena, tj. součet deformací od vřetena, ložisek a skříně nám znázorňuje obr. 1.3.



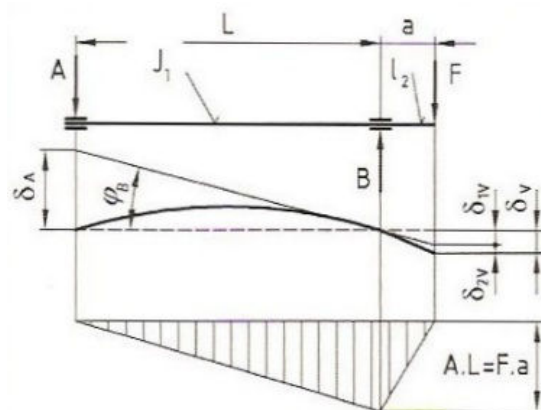
Obr. 1.3 Celková deformace vřetena [1]

Pro celkovou deformaci platí tedy vzorec:

$$\delta = \delta_v + \delta_L + \delta_s \quad (1.5) \quad [1]$$

#### I. Velikost deformace vřetena

Tuto velikost lze definovat, při použití dokonale tuhých ložisek, dle obr. 1.4.



Obr 1.4 Velikost deformace vřetena [1]



Kde:  $J_1$  je moment setrvačnosti vřetena mezi ložisky A,B;  
 $J_2$  je moment setrvačnosti vřetena mezi ložiskem B a volným koncem vřetena;  
 $\delta_{1V}$  je složka od průhybu způsobena deformací vřetena mezi ložisky;  
 $\delta_{2V}$  je velikost průhybu od převislého konce vřetene;  
 $\delta_A$  je myšlený průhyb části vřetena mezi ložisky(při vetknutí v místě B a v místě A zatíženo silou od ložiska;  
 $F$  je síla působící na volný konec vřetene  
 $A$  je reakce v místě ložiska A  
 $B$  je reakce v místě ložiska B  
 $E$  je modul pružnosti materiálu vřetena

Pro deformaci vřetena platí vzorec:

$$\delta_V = \delta_{1V} + \delta_{2V} \quad (1.6) [1]$$

Po úpravě dostaneme:

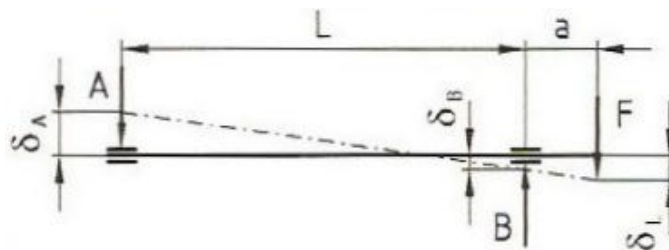
$$\delta_V = \frac{F \cdot a^2}{3E} \left( \frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) \quad (1.7) [1]$$

## II. Velikost deformace ložisek

Do celkové deformace také patří deformace od ložisek, způsobená reakcemi. Kdybychom znali tuhosti ložisek  $k_A$ ,  $k_B$  nebo aspoň jejich poddajnost  $C_A$ ,  $C_B$ , byli bychom schopní spočítat jejich deformaci podle následujícího vzorce.

$$\delta_L = \frac{F}{L^2} \left[ a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B \right] \quad (1.8) [1]$$

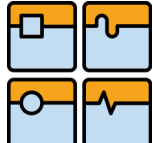
Deformace v ložiskách nám znázorňuje obr. 1.5.



Obr. 1.5 Deformace v ložiskách [1]

## II. Velikost deformace skříně

Vzhledem k tomu, že skříně bývají většinou složitých tvarů, tak nemůžeme napsat obecný vzorec pro jejich deformaci. Na určení deformace se používá metoda MKP(metoda konečných prvků).

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 18
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

#### IV. Velikost deformace vřetena a ložisek

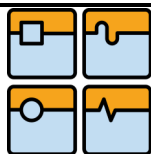
Z rovnice 1.5 vyplívá:

$$\delta = \delta_v + \delta_L \quad (1.9) \quad [1]$$

Po dosazení z rovnice 1.7 a 1.8 do rovnice 1.9 obdržíme:

$$\delta = \frac{F \cdot a^2}{3E} \left( \frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + \frac{F}{L^2} \left[ a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B \right] \quad (1.10) \quad [1]$$

Z této rovnice vyplívá, že se zvětšující se vzdáleností L se nám zvětšuje deformace vřetene, ale zároveň se nám bude zmenšovat deformace ložisek. Proto bude pro každé vřeteno a způsob uložení existovat optimální vzdálenost ložisek  $L_0$ , při které bude celková deformace nejmenší.



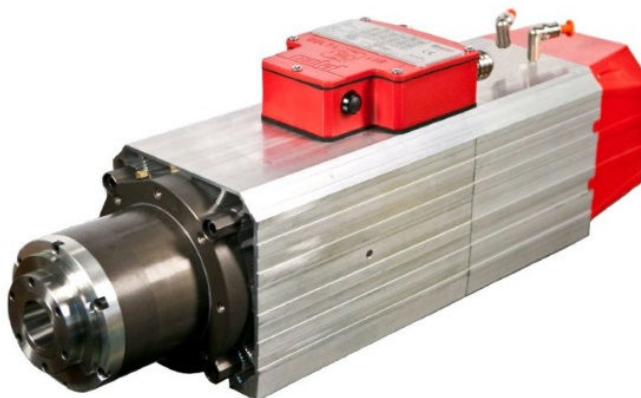
## 2 KONSTRUČNÍ PRVKY VŘETENA

### 2.1 Zástavba vřetena

Existují dva základní druhy uložení vřetena do vřeteníku, nehledě na různé druhy konstrukčních variant. Je to uložení do vřetenové skříně a uložení do tzv. tubusu.

#### I Vřetenová skříň

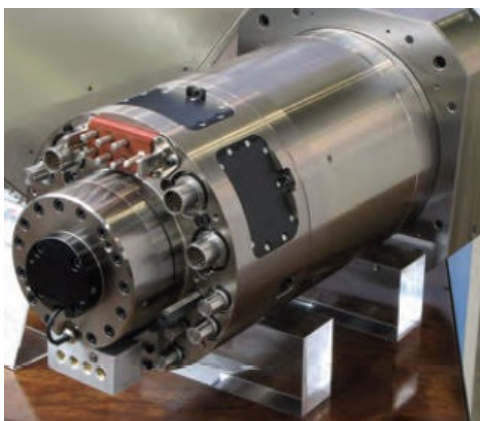
Jedná se o uložení skříňového tvaru. Největší výhodou této varianty je vyšší tuhost než u uložení do tubusu. Zároveň má ale i spoustu nevýhod, jako třeba zdlouhavá výměna vřetena při poškození, potřeba dokonale rovinné plochy pod skříní atd.



Obr.2.1 Vřetenová skříň [8]

#### II Tubus

Uložení vřetena do konstrukce rotačního tvaru. Výhodou této varianty je relativně snadná výměna vřetena při poškození, což má příznivý dopad na produktivitu výroby.



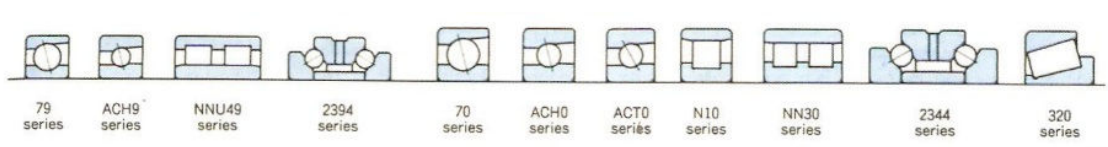
Obr. 2.2 Tubus vřetena s konektorovým rozhraním pro výměnu v hlavě [7]

## 2.2 Ložiska vřetena

Pro uložení vřeten se používají zejména valivá ložiska, protože mají vysokou tuhost. Na přední straně vřetena je také důležité zvolit ložisko s vyšší přesností kvůli celkové výrobní přesnosti stroje. Na zadní stranu vřetena se už mohou použít ložiska nižších přesností.

### 2.2.1 Typy valivých ložisek u vřeten a kritéria volby

Typy valivých ložisek jsou znázorněny na obr.2.3.



Obr. 2.3 Výrobní řada ložisek podle Koyo [1]

Při volbě ložisek u vřetena jsme většinou limitováni velikostí prostoru a požadovanou tuhostí. Dá se říct, že při menším uložení se používají ložiska s menší tuhostí (s kosoúhlým stykem) a pro velká uložení se používají kuželková ložiska.

Hlavní faktorem při volbě ložiska nemusí být vždy otáčky a průměr hřídele, ale také velikost a charakter zatěžování, trvanlivost, způsob mazání atd.

Při volbě ložisek musíme tedy brát v potaz: [1]

- průměr hřídele a provozní otáčky
- přesnost chodu
- vliv a charakter zatížení
- způsob mazání
- tuhost ložisek

Etapy volby ložisek nám znázorňuje obr.2.4:

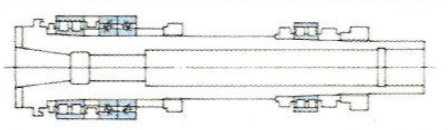


Obr. 2.4 Etapy volby ložisek [1]

## 2.2.2 Uspořádání ložisek na vřetenu

Kombinací uspořádání ložisek na vřetenu je mnoho, ale podle typu předního radiálního ložiska je můžeme rozdělit do následujících 4 skupin:

### I. Uložení s dvouřadým válečkovým ložiskem



Používá se zejména u malých a středních strojů. Hlavně soustruhů, frézek, vrtaček, ale také u obráběcích centrech.

Obr.2.5 [1]

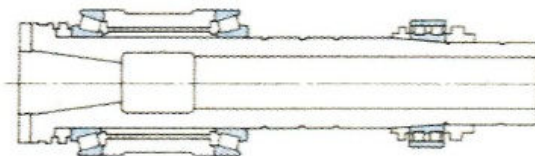
### II. Uložení za použití ložisek s kosoúhlým stykem



Používá se zejména u brusek a vrtaček, kde je zapotřebí větších otáček vřetena. Unesou menší radiální zatížení než válečková ložiska.

Obr.2.6 [1]

### III. Uložení v kuželíkových ložiskách



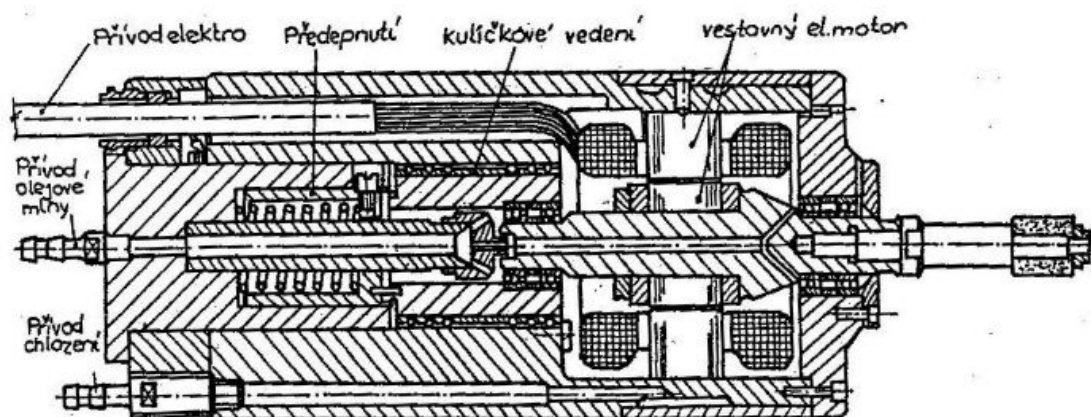
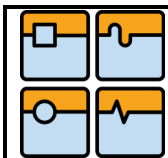
Tento způsob uložení se využívá zejména u velkých soustruhů, obráběcích centrech.

Obr. 2.7 [1]

### IV. Uložení v ložiskách s kosoúhlým stykem s průvlakovým motorem(elektrovřeteno)

Uložení s elektrickým motorem nám umožňuje:[1]

- obrábění nástroji malých rozměrů
- vysoké využití výkonu nástroje pro vysoké řezné rychlosti
- zkrácení pracovních časů
- zvýšení přesnosti obrábění
- plynulejší rozběh vřetene



Obr. 2.8 Elektrovřeteno [2]

### 2.2.3 Materiály ložisek

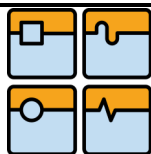
Ložiska se vyrábí buď celoocelová nebo hybridní s elementy  $\text{SiO}_4$  (keramika). Výhodou ložisek s keramickými elementy je docílení vyšších rychlostí, mají menší hmotnost než ložiska ocelová a tím i menší odstředivé síly. Zároveň mají nižší teplotní vodivost (nedochází k přenosu tepla mezi vnitřním a vnějším kroužkem). Další výhody keramiky je, že není magnetická, má vysokou odolnost proti korozi a také omezenou nebo malou elektrickou vodivost (veliká přednost u speciálních aplikací). Nevýhodou je jejich pořizovací cena.

Hybridní ložiska se v dnešní době stále ještě vyvíjejí a to přidáním valivých tělísek a vnějších kroužků z vysoce legovaných antikoročních ocelí. To nám umožňuje dosažení ještě větších otáček než u klasických hybridních ložisek.

Vlastnost	Sílikon nitrid $\text{Si}_3\text{N}_4$	Ocel
hustota [ $\text{g}\cdot\text{cm}^{-3}$ ]	3,19	7,8
teplotní roztažnost [ $10^{-6} \cdot \text{C}^{-1}$ ]	3,2	11
modul pružnosti [ $\text{kN}\cdot\text{mm}^{-2}$ ]	315	210
Poissonova konstanta $\mu$	0,26	0,3
tvrdost HV10	1700	700
teplotní vodivost [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$ ]	30–40	40–50
odpor [ $\Omega\cdot\text{mm}^2/\text{m}$ ]	$10^{17}$	$10^{-1}$
limitní teplota [ $^{\circ}\text{C}$ ]	1000	300

Obr.2.9 Porovnání keramiky a oceli [1]

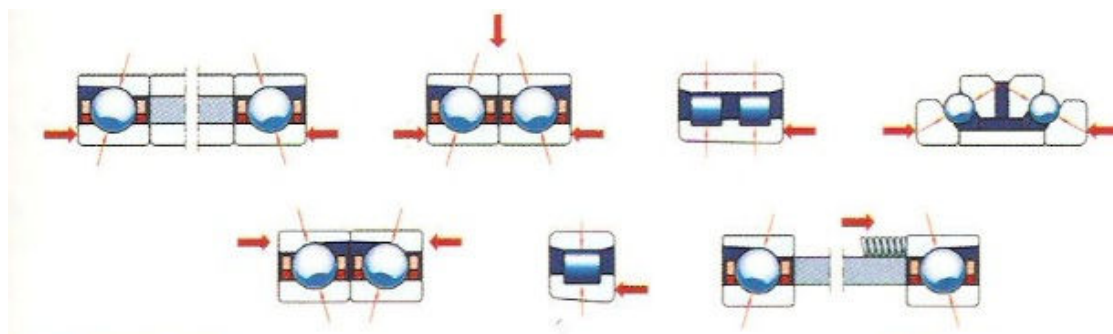




## 2.2.4 Předepnutí ložisek

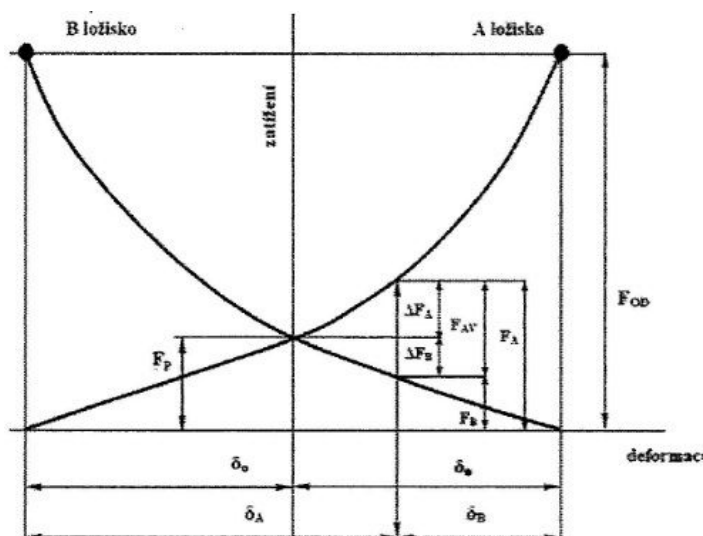
Předepnutím ložisek docílíme zvýšení jejich tuhosti a pracovní přesnosti vřetena, vlivem bezvúlového uložení.

Základní principy předepnutí jsou znázorněny na obr.2.10.



Obr.2.10 Způsoby předepnutí ložisek [1]

V případě dvou předepnutých ložisek s kosoúhlým stykem nám závislost působení vnější síly  $F_{AV}$  na deformaci zobrazuje obr.2.11.



- $F_P$  – předepínací síla
- $F_{AV}$  – vnější axiální zatížení
- $F_B$  – síla v ložisku B
- $F_A$  – síla v ložisku A
- $\Delta F_A$  – přírůstek síly v ložisku
- $\Delta F_B$  – přírůstek síly v ložisku
- $F_{OD}$  – limitující síla odlehčené předpětí
- $\delta_o$  – pružná deformace od předepínací síly  $F_P$
- $\delta_A$  – deformace ložiska A
- $\delta_B$  – deformace ložiska B

Obr.2.11 Vliv vnější síly  $F_{AV}$  na deformaci [1]

Dvě ložiska s kosoúhlým stykem jsou předepjata předepínací silou  $F_P$ , tomu odpovídá pružná deformace  $\delta_o$ . Rozdělení vnější síly odpovídá deformace  $\delta_A$  a  $\delta_B$ . [1]

Kdyby došlo k případu, že by se vnější zatížení  $F_{AV}$  rovnalo nebo bylo větší než limitní zatížení  $F_{OD}$ , došlo by ke vzniku odlehčení od axiální síly a to by způsobilo ztrátu funkce předepnutí. Proto musí platit  $F_{AV} < F_{OD}$ . [1]

Limitní síla  $F_{OD}$  se určuje pomocí vztahu (2.1).

$$F_{OD} = konst \cdot F_P \quad (2.1) \quad [1]$$

Kde velikost konstanty je závislá na uspořádání a počtu ložisek v sadě.

Pružná deformace kosoúhlých ložisek  $\delta_A$  od axiální síly se spočítá dle vztahu:

$$\delta_A = 2 \cdot 10^{-3} \cdot F_p^{2/3} \cdot Z^{-2/3} \cdot d^{-1/3} \cdot \sin \alpha^{-5/3} \quad (2.2) [1]$$

Kde:

$Z$  = počet kuliček

$d$  = průměr kuličky[mm]

$\alpha$  = úhel styku[°]

$F_p$  = velikost předepínací síly[N]

Pro axiální( $k_A$ ) a radiální( $k_R$ ) tuhosti ložisek obecně platí:

při  $\alpha = 15^\circ$   $k_R = 6 \cdot k_A \quad (2.3) [1]$

při  $\alpha = 25^\circ$   $k_R = 2 \cdot k_A \quad (2.4) [1]$

Skutečná velikost axiální tuhosti  $k_{SKUTA}$  a radiální tuhosti  $k_{SKUTR}$  se pak rovná:

$$k_{SKUTA} = konst(A) \cdot k_A \quad (2.5) [1]$$

$$k_{SKUTR} = konst(R) \cdot k_A \quad (2.6) [1]$$

Velikost konstanty se obecně zvětšuje s rostoucím počtem ložisek v sadě a je udávána výrobcí. Je také závislá na způsobu uspořádání ložisek.

U sady ložisek je také potřeba zjistit redukované otáčky  $n$ , které jsou stejně jak tuhost závislé na způsobu uspořádání ložisek a počtu ložisek. Obecně pro ně platí:

$$n = konst(n) \cdot n^* \quad (2.7) [1]$$

Kde :

$n^*$  = otáčky viz tabulky ložisek

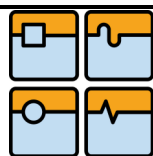
$konst(n) \leq 1$

## 2.2.5 Mazání vřetenových ložisek

Mazáním ložisek snižujeme jejich tření mezi valivými elementy a vnitřním, vnějším kroužkem. Tím zvyšujeme životnost ložisek, snižujeme možnost poruchy ložiska(zadření) a při vysokých otáčkách odvádíme teplo. Odvodem tepla zabraňujeme vzniku tepelných dilatací a tím pádem zvyšujeme i přesnost chodu vřetena.

Nejčastější typy maziva jsou různé tuky a oleje. Rozdělení mazání podle druhu maziva nám znázorňuje obr. 2.12.





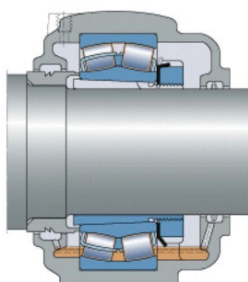
Obr.2.12 Rozdělení mazání podle druhu maziva [1]

Nejvíce používané je mazání tukem. Tuk je složen z 90% z ropného nebo minerálního oleje a z 10% zahušťovadlem. Ložiska se musí zabíhat, aby došlo k rovnoměrnému rozmístění tuku po celé ploše ložiska.

Mazání olejem se používá tam, kde se nemůže použít mazání plastickým mazivem. Je to v případě vysokých otáček vřetene, kdy je zapotřebí odvádět teplo z uložení. Při mazání přesnějších vřetenových ložisek se používá malé množství oleje.

Pro mazání olejem se používají tyto základní způsoby mazání:

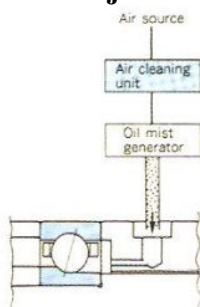
### I. Mazání olejovou lázní



Obr.2.13 Mazání broděním [9]

Mazání olejovou lázní patří mezi nejjednodušší způsoby. Jedná se o celkem efektivní a hospodárny systém, ale lze použít jen při malých otáčkách vřetena. Při velkých otáčkách by docházelo k nerovnoměrnému rozložení oleje, což by mělo za následek vznik tření a malý odvod tepla.

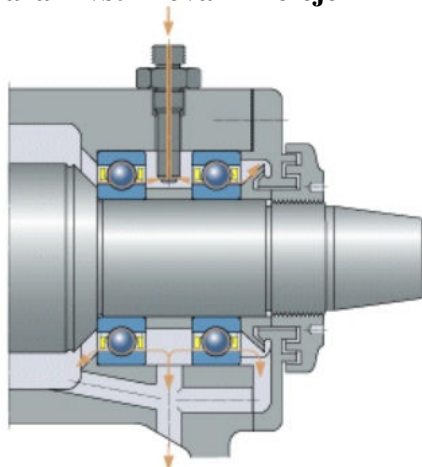
### II. Mazání olejovou mlhou



Tento způsob mazání má velké množství nevýhod, z nichž je asi nejhorší ekologický problém. Také je potřeba docílit, aby byl olej ve směsi vzduchu dodáván spolehlivě jen v malých kapičkách, což je v praxi těžko dosažitelné. Mezi výhody této metody patří, zvýšení účinnosti těsnění vlivem přetlaku stlačeného vzduchu a nedochází ke zhoršení trvanlivosti maziva.

Obr.2.14 Mazání olejovou mlhou [1]

### III. Mazání vstřikováním oleje



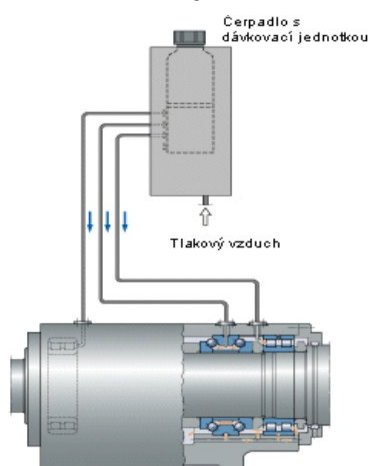
Používá se hlavně při vysokých otáčkách ložiska kdy je zapotřebí přívod dostatečného množství oleje, aby bylo zajištěno správné mazání a odvod tepla.

Olej se na ložiska stříká z boku a je zapotřebí dostatečně velkého tlaku, aby se překonal odpor vzduchu vznikající rotací ložiska.

Nevýhodou této metody je hlavně vysoká cena a také prosakování oleje při vertikálních aplikacích.

Obr.2.15 Mazáním vstřikováním oleje [9]

### IV. Mazání olej-vzduch



Jedná se o mazání malým množstvím oleje, který je do prostoru ložisek přiváděn pomocí stlačeného vzduchu v určitých intervalech.

Při použití této metody dochází asi k nejmenšímu vzniku tření a tudíž i přehřívání. Nedochází ke zhoršení trvanlivosti maziva. Vlivem přetlaku se nám zlepšují těsnící vlastnosti.

Nevýhodou této metody je její pořizovací cena a celkem obtížné určování potřebného množství oleje. Při vertikálních aplikacích je potřeba dobré těsnění, aby nedocházelo k prosakování maziva.

Obr.2.16 Olej-vzduch[9]

## 2.2.6 Montáž a demontáž ložisek

Montáž a demontáž může mít významný vliv na přesnost chodu vřetena a životnost uložení. Proto je potřeba postupovat podle určitých pravidel. Pro montáž můžeme napsat následující postup:[1]

- důkladné očištění ložisek a povrchu vřetena, případně dalších souvisejících částí;
- proměření všech částí před montáží, jestli splňují dovolené úchytky;
- následuje montáž(demontáž)
- kontrola správného namontování

Při demontování by se postupovalo stejně, jen v opačném pořadí.

Znázornění různých metod montáže, demontáže:

### I. Mechanická



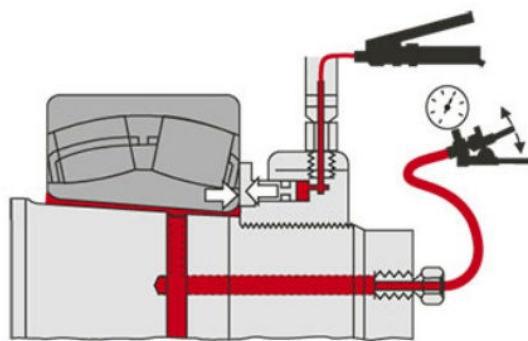
Obr.2.17 Mechanická montáž [10]



Obr.2.18 Demontáž pomocí stahováku [10]

Používá se zejména u menších a středních ložisek s uložením na válcové čepy.

### II. Hydraulická metoda tlakového oleje



Obr.2.19 Metoda tlakového oleje [10]

Tato metoda byla vyvinuta firmou SKF. Používá se na montáž a demontáž středně velkých ložisek.

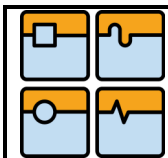
Spočívá v natlačení oleje mezi dosedací plochy. Tlak oleje poté „nazvedne“ ložisko a to lze pak vyjmout ze hřídele.

Výhoda této metody je, že je rychlá, relativně snadná a nedojde poškození ložiska ani hřídele.

### III. Metoda ohřevu

Spočívá v ohřátí ložiska na teplotu přibližně 80-90 °C. Vlivem tepla se ložisko roztáhne a zvětší svůj vnitřní průměr. Poté se nasune na hřídel, po ochlazení vznikne uložení s přesahem. Můžeme použít u všech velikostí ložisek.

Pro ohřátí se používá indukce, nebo různé ohříváče. Ohřátí pro montáž ložiska indukcí je znázorněna na obr.2.20 a pro demontáž pomocí indukčního proudu na obr.2.21.



Obr.2.20 Indukční ohřev pro montáž [10]



Obr.2.21 Indukční ohřev pro demontáž [10]

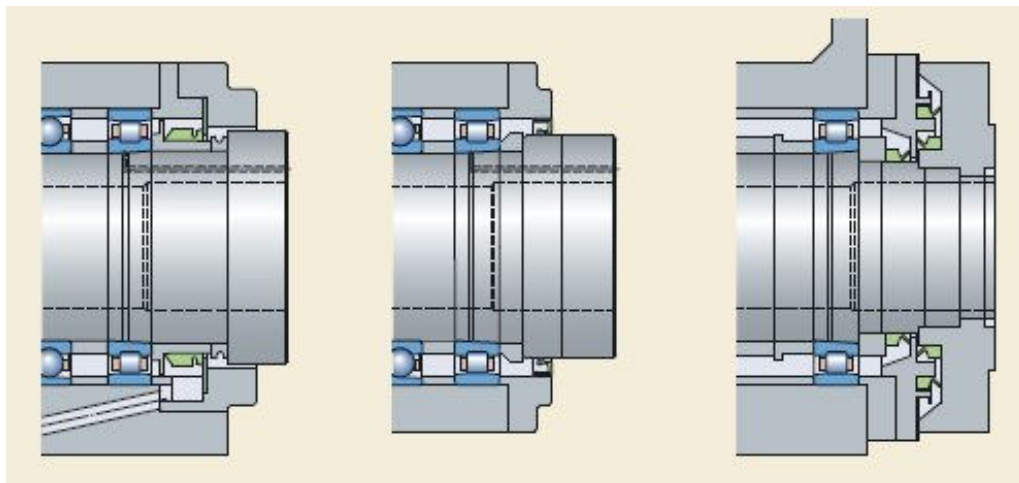
## 2.3 Těsnění vřetena

Vřetenová těsnění se používají, aby se zabránilo vniknutí nečistot do prostoru ložisek a znehodnocení maziva. Těsnění nám také zabraňuje úniku maziva z prostoru ložiska. Rozdělujeme je na tyto dva základní typy podle vztahu k vřetenu.

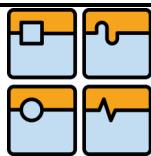
- dotyková těsnění;
- bezdotyková těsnění;

Dotyková těsnění produkují teplo vlivem třecích sil vznikajících ve styku hřídele a těsnění. Používají se pro nízkootáčková vřetena, pro které musí platit  $n \cdot d_m < 200\,000$  mm/min. Kde  $n$  jsou otáčky vřetena v minutách a  $d_m$  je střední průměr ložiska v mm. Základní druhy dotykových těsnění jsou na obr.2.23. Pro dotykové těsnění se používají:[11]

- V-kroužky
- gufera
- speciální těsnění



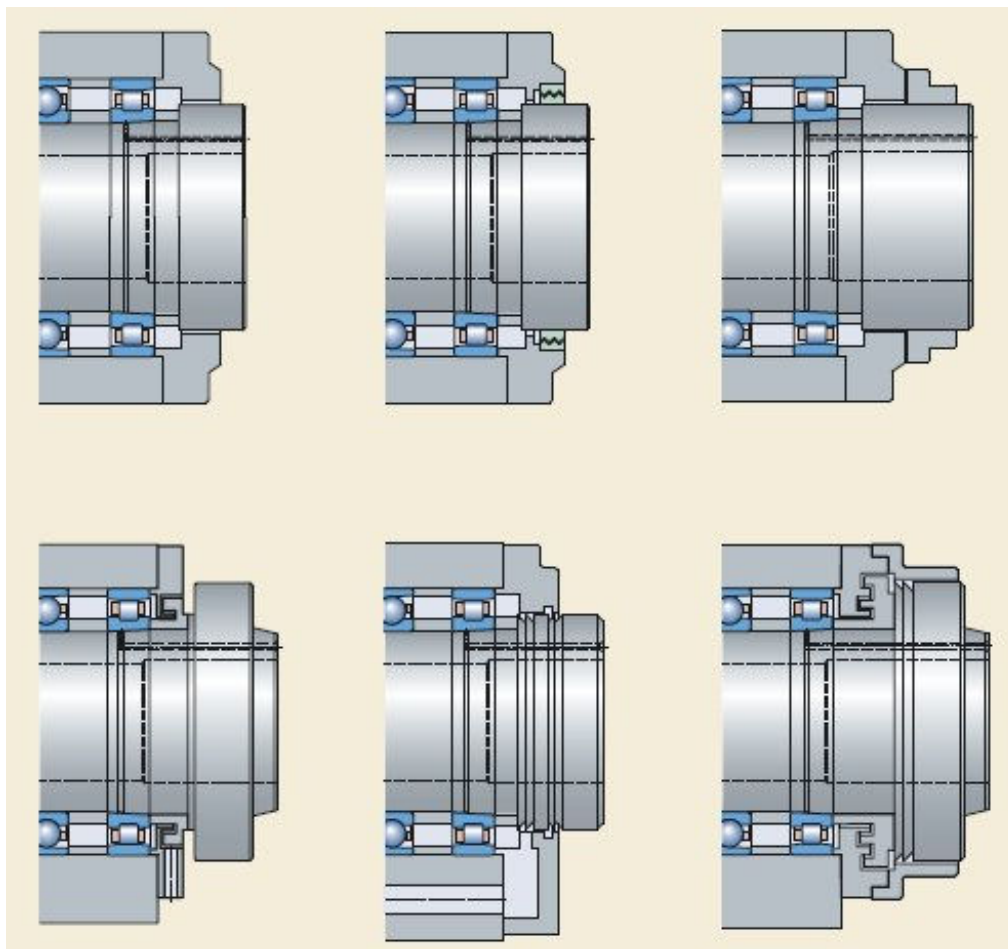
Obr.2.22 Typy dotykových těsnění [11]



Bezdotyková těsnění se používají pro vysokootáčkové aplikace a pro přesné operace. Nedochází u nich k tepelným účinkům, ale za to jsou dražší a složitější na výrobu. Druhy bezdotykových těsnění jsou:[11]

- labyrint
- ucpávky
- těsnící vzduch

Při bezdotykovém těsnění se využívá těsnícího účinku malé štěrbin. U labyrintového těsnění se někdy používají 2 labyrinty za sebou mezi nimiž je v-drážka na vřetenu. Vůle v labyrintu bývá 0,1-0,2 mm. Dále musejí být ve spodní části labyrintu odtokové kanálky, aby mohla řezná kapalina a směs oleje, které se sem dostanou, odtéct. Pro větší zvýšení těsnícího účinku u labyrintu se někdy používá stlačený vzduch. Typy bezdotykových těsnění jsou na obr.2.23.



Obr.2.23 Způsoby bezdotykového těsnění [11]



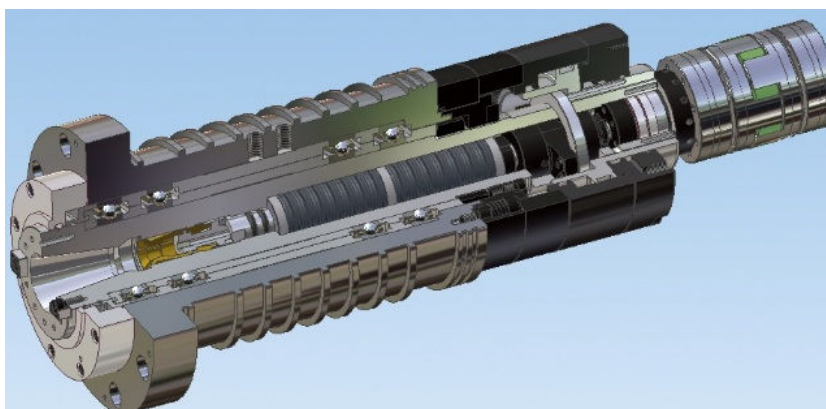
## 2.4 Náhony vřeten

Náhony vřeten může realizovat pomocí nejrůznějších provedení. Mezi nejčastější typy patří:[1]

- přímý náhon se servopohonem
- řemenovým převodem
- elektrovřeteno – průvlastkové vřeteno(popsáno dříve)
- přímý náhon s odděleným servopohonem

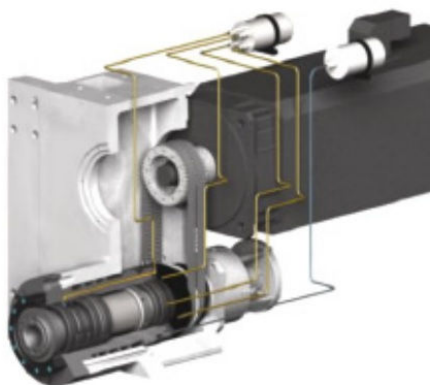
### I. Přímý náhon se servomotorem

Jeho využití je zejména u vysokorychlostního obrábění, kdy je zapotřebí dynamické stability a malých vibrací od servomotoru. Znázorněn na obr. 2.24.



Obr.2.24 Přímý náhon se servomotorem [12]

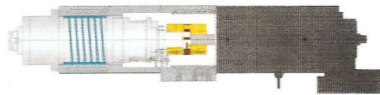
### II. Náhon pomocí řemenového převodu



Pohon vřetena je uskutečňován pomocí řemenových ozubených převodů. Používá se pro přenos velkých výkonů bez prokluzu řemene. U broušení se používá speciální ploché řemeny, aby se co nejvíce zabránilo vzniku vibrací od pohonu. Využívá se spíše u malosériové a kusové výrobě, pro hromadnou výrobu se používají spíše elektrovřetena.

Obr.2.25 Pohon pomocí řemenového převodu[13]

### III. Přímý náhon s odděleným servopohonem



Při určitých konstrukčních podmínkách nemusí být použití klasického přímého náhonu vhodné, je zapotřebí speciálního oddělení náhonu od vřetene. Například u přesného kalibrovaného vřetena, které je chlazeno kapalinou.

Obr.2.26 Oddělený servopohon[1]

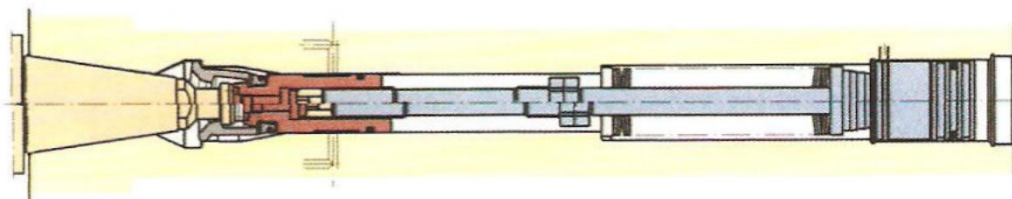
## 2.5 Upínací konce vřetena

Podle různých tvarů a způsobů upnutí se nám rozdělují nástrojové držáky na tyto základní typy:[1]

- s kuželovou stopkou ISO
- s krátkou kuželovou stopkou HSK
- válcovou stopkou(moc se nevyskytuje)
- speciální profily Sandvik Coromant Capto
- BIG plus(jako ISO s tím rozdílem, že se dotýká čela)

### Upínání s kuželovou stopkou ISO

Nevýhodou této metody je, že kuželová stopka nedosedá na čelo vřetena. Kuželová stopka má kuželovitost 7:24. Upnutí je provedeno přes upínací šroub, který je vtahován, pomocí talířových pružin přes kuličky, do vřetena. Upnutí pomocí ISO kužele je znázorněno na obr.2.27. K uvolnění se používá hydraulický válec, který nám stlačí talířové pružiny a uvolní držák nástroje.

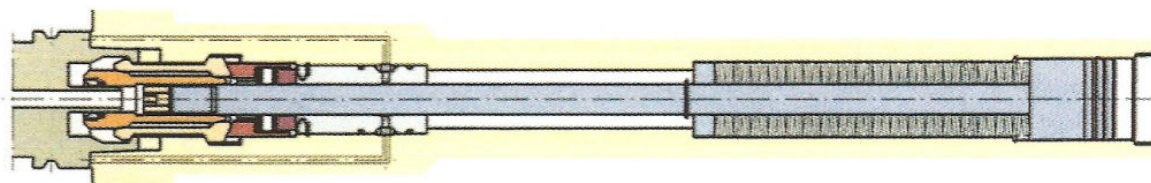
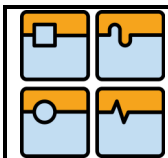


Obr.2.27 Způsob upínání s kuželovou stopkou ISO[1]

### Upínání s krátkou kuželovou stopkou HSK

Kuželová stopka přímo dosedá na čelo vřetena, díky čemuž má celá soustava vřeteno-nástroj větší tuhost. Lepší bezpečnost vzhledem k tomu, že dostředivé síly od vřetena nám působí v příznivém směru. Kuželovitost malého kužele je 1:10. Upnutí je provedeno přes vnitřní dutinu táhly, které nám dovírají talířové pružiny. K uvolnění se stejně jak u ISO používá hydraulický válec.

Upnutí pomocí HSK je zobrazeno na obr.2.28.

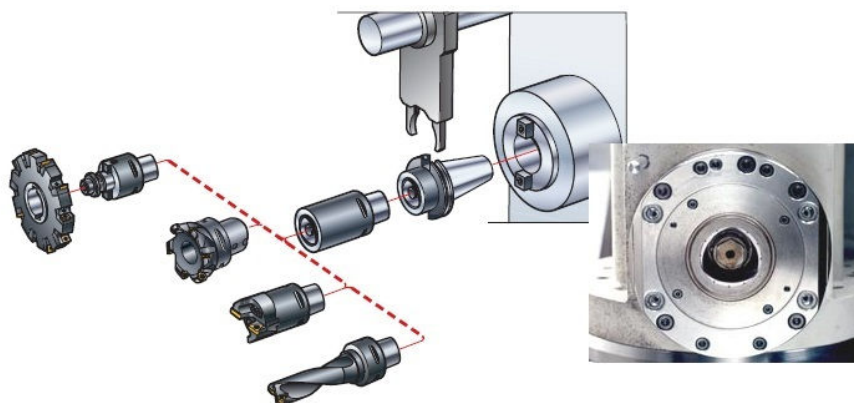


Obr. Upínání s krátkou kuželovou stopkou HSK[1]

### Upínání pomocí systému Sandvik Coromant Capto

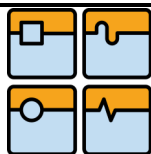
Upínací stopka má v profilu tvar trojúhelníkového polygonu. Tento způsob má spoustu výhod jako například:[14]

- použití pro automatickou výměnu nástrojů obráběcích center
- díky vysoké tuhosti se dá využít maximální výkon stroje
- široký výběr nástrojů pro upínání Coromant Capto
- nástroje Coromant Capto mají relativně malou hmotnost a rozměry (lepší manévrovatelnost)



Obr.2.29 Upínací systém Coromant Capto [14]





### 3 VÝROBCI A DODAVATELÉ BROUSÍCÍCH VŘETEN

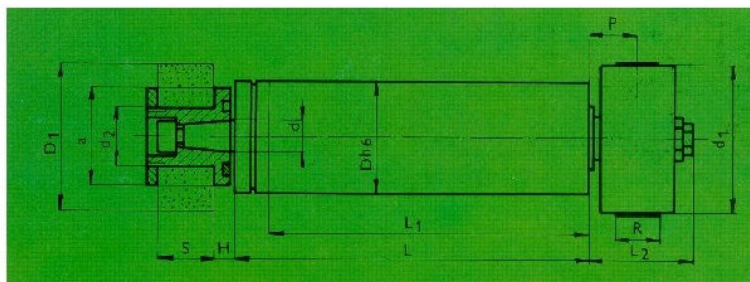
V této části bylo vybráno pár náhodných výrobců tuzemského, ale i světového trhu. Z hlediska velké škály druhů brousících vřeten je u každého výrobce uvedeno jen pár náhodně vybraných výrobků.

#### 3.1 Tuzemští výrobci

##### 3.1.1 Firma ČZ Strojírna, s.r.o.

Tato firma má tradici ve výrobě brousících strojů už něco málo přes 50 let. Její výrobky jsou dodávány převážně do Evropy, USA a Ruska. Vyrábí brousící vřetena s označením IBCA(s výměnnými nástavci), IBEA(s kuželovým koncem hřídele), IBBA( s prodloženým hřídelem a vřetena IBD IBDA(s kuželovým koncem hřídele a osazeným tělesem).

**Vřeteno IBEA-T se stálou tukovou náplní(s kuželovým koncem hřídele)**

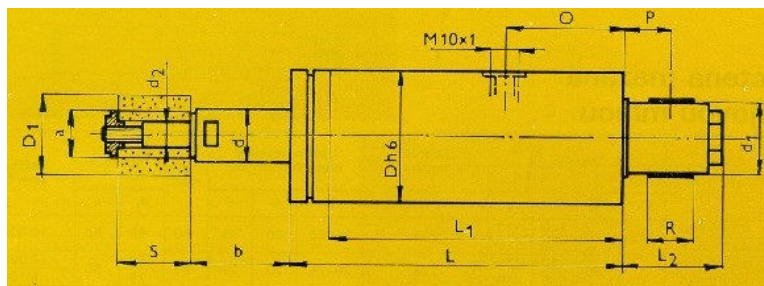


Typ	Vřeteno		Max. délka	Max. otáčky	d	P	Max. D1
	D	L	upnutí L1	1/ min			pro 45 m/s
IBEA 5 25 10 T	50	250	235	10 000	14	24	86
IBEA 5 30 10 T		300	280				

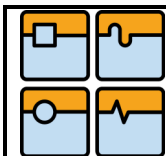
Typ	Řemenice		Max. šířka	Příruba				
	d1	L2	řemene R	D1	S	d2	a	H
IBEA 5 25 10 T	63	58	40	80	20	20	40	11
IBEA 5 30 10 T								

Obr.3.1 Vřeteno IBEA-T [15]

**Vřeteno IBBA s prodloženým hřídelem a válcovým koncem(mazané olejovou mlhou)**



Obr.3.2 Vřeteno IBBA [15]



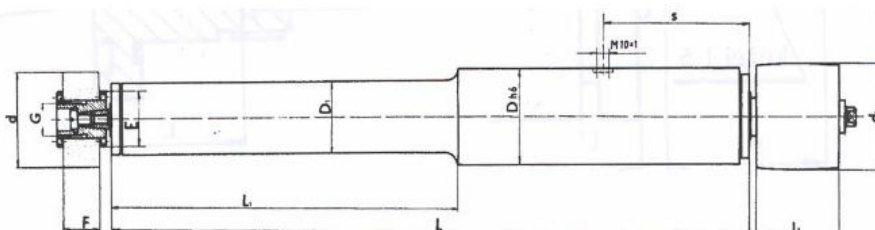
Typ	Prove	Vřeteno			Max.	Max.otáčky	d	P	O	Max. D <sub>1</sub>
	dení	D	L	b	L <sub>1</sub>	1/min				pro 45 m/s
IBBA 7 22 25	A	70	225	50	210	25 000	18	29	110	34
	B			80						
IBBA 8 22 25	A	80		50						
	B			80						

Typ	Řemenice		Max. šířka	Brousící kotouč			
	d <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	řemenu R	D <sub>1</sub>	S	d <sub>2</sub>	a
IBBA 7 22 25	25	63	30	32	25	10	18
IBBA 8 22 25					32	13	

Obr.3.3 Parametry vřeten IBBA [15]

### 3.1.2 Firma HiPo, s.r.o.

Tato firma byla založena v roce 1993, jedná se spíše o menší firmu se sídlem ve Strakonici. Je zaměřena více na opravy a rekonstrukce výrobních strojů, ale vyrábí i elektrovřetena, vřetena s řemenovým převodem a speciální vřetena. Brousící vřetena s řemenovým převodem rozděluje na typy IBB(vřetena s prodlouženým hřídelem pro nejvýkonnější broušení), IBC(vřetena s výměnnými nástavci), IBE(vřetena s kuželovým koncem pro broušení velkých otvorů) a vřetena IBD(s kuželovým koncem hřídele a osazeným tělesem). Vřeteno typu IBD je znázorněno na obrázku 3.4.



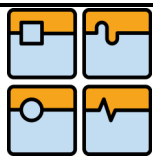
Typ vřetena	Rozměry vřetena				Vstup mlhy	Upínací rozměry brusného kotouče				Rozměry řemenice		Otáčky min <sup>-1</sup>
	øD1	øDh6	L <sub>1</sub>	L	s	F	ø G	ø E	ø d <sub>MAX</sub>	ø d <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	
IBD 42 70 420	42	70	220	420	115	20-25	20	39	50	63	50	10 000
IBDA 42 70 510			310	510						70		
IBD 50 70 420	50	80	220	420					63	78		9 000
IBDA 50 60 550			350	550						78		

Obr.3.4 Vřeteno IBD s kuželovým koncem hřídele a osazeným tělesem [16]

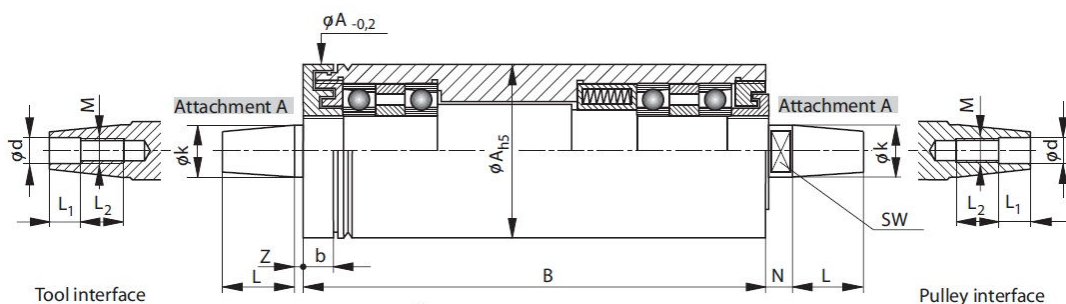
## 3.2 Zahraniční výrobci

### 3.2.1 Firma GMN

Tato německá firma se zabývá výrobou vřeten, ložisek, volnoběžných spojek a bezdotykových těsnění. Vyrábí brousící vřetena s řemenovým převodem a vysokofrekvenční vřetena s manuální výměnou nástroje.



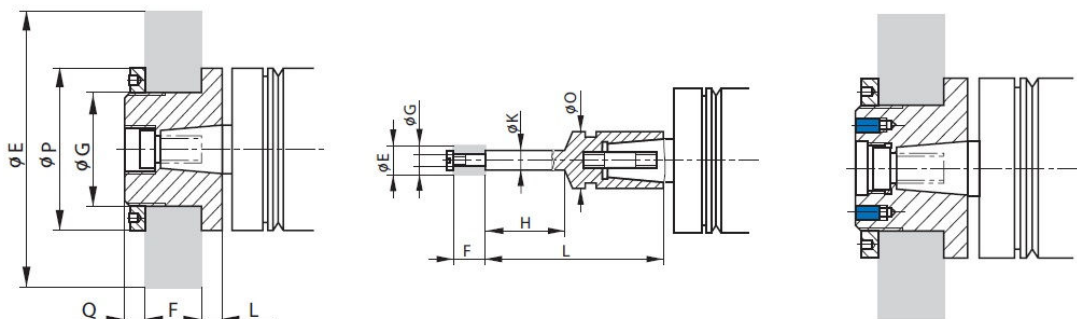
Brousící vřetena s řemenovým převodem dále rozdělujeme na typy TSA(vřeteno s vnějším kuželem), TSI(vřeteno s vnitřním kuželem), TSP( s vnitřním válcovým koncem na závit, pro zašroubování držáku nástroje), TSAV( vřeteno s vnějším kuželem a s větším předpětím ložisek a vřetena typu TSL(se stupňovitým vřetenem pro broušení dlouhých otvorů). Vřeteno typu TSA je znázorněno na obr.3.5 a různé typy nástavců pro vřetena TSA na obr.3.6.



- 1) Preference types are in bold.  
2) Without tool.

Spindle Style <sup>1)</sup>		Attachment						Z	b	N	SW	Max. Speed <sup>2)</sup> for bearing types [rpm]	
		k	L	d	M	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>					Steel	Hybrid
TSA	20 x 125											80000	+
TSA	20 x 160												
TSA	20 x 200												
TSA	20 x 250	7.5	10	4	M4	5	7	2	5	7	6	60000	+

Obr.3.5 Vřeteno typu TSA[17]



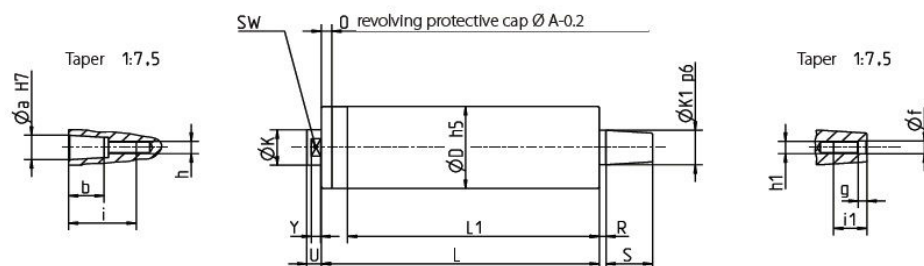
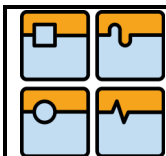
Obr.3.6 Druhy nástavců pro vřetena TSI[17]

### 3.2.2 Firma FISCHER PRECISE

Firma FISCHER PRECISE byla založena roku 1939 ve Švýcarsku. Poté se stala světovou jedničkou ve výrobě, distribuci a vývoji vysoce přesných rotačních systémů. Dnes má dceřiné společnosti v Číně, Německu, USA, Rusku a je jedním z největších výrobců vřeten. Do skupiny Fischer patří společnosti Fortuna a Precise.[18]

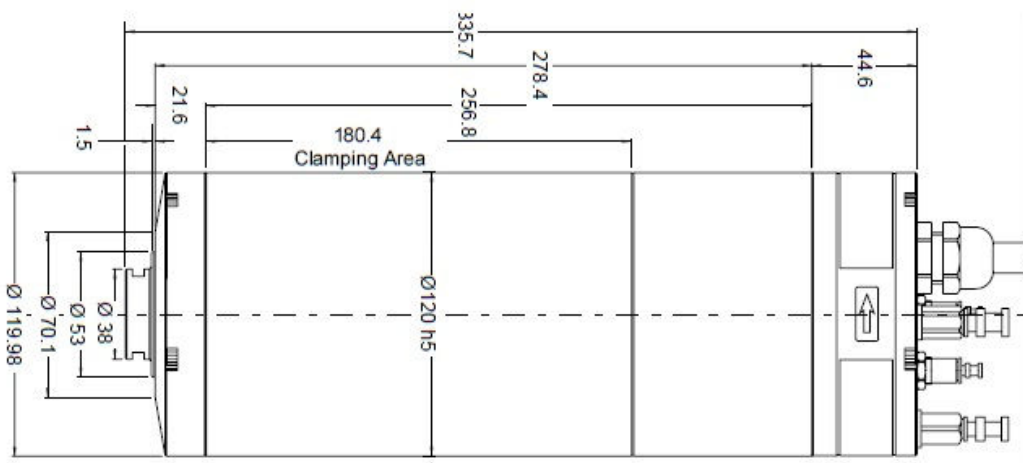
Fortuna se zabývá, v odvětví brousících vřeten, převážně oblastí vřeten s řemenovým náhonem. Ukázka vřetene typu FIV s vnitřním kuželem a vybranými parametry je na obr.3.7.

Firma Precise se zaměřuje na výrobu vřeten s přímým náhonem pomocí asynchronního motoru, který má zajistit přesnější chod vřetena a snížit výrobní časy oproti náhonu pomocí řemene. Ukázka vřetene Precise SC 60121 je na obr.3.8.



Description				Clamping length	Dimensions [mm]																	max. Speed
Type	D		L		L1	K	K1	S	U	Y	R	O	a	b	f	i	i1	g	h	h1	SW	[rpm]
FIV	45	•	160	142	15	14	19	7	4.5	5	7	10	15	6.3	23	17	5	M4	M6	12	35'000	
FIV	60	•	160	137	25	24	29	11	6.5	6	8	16	25	8.3	45	22	5.5	M8	M8	22	24'000	

Obr.3.7 Vřeteno typu FIV s vnitřním kuželem[18]



Obr.3.8 Vřeteno Precise SC 60121 s přímým náhonem [18]

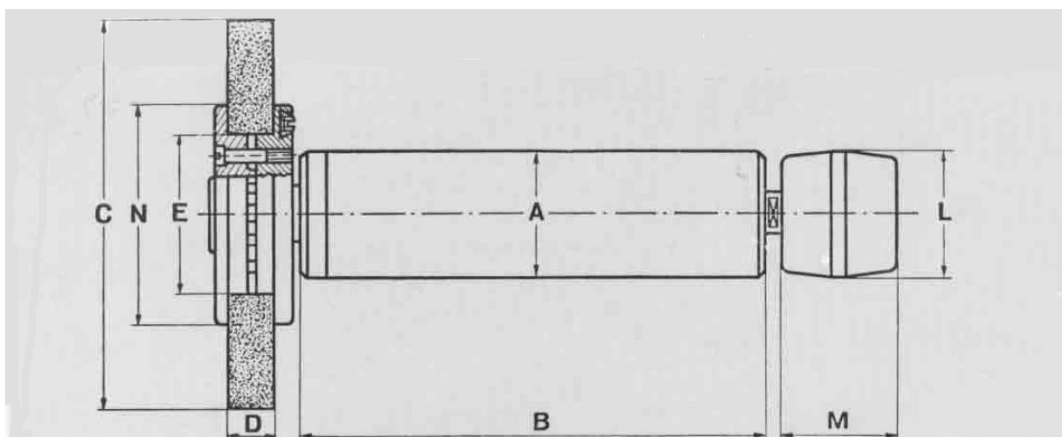
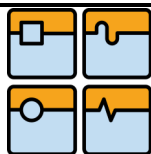
### 3.2.3 Firma OMLAT

Tato italská firma s hlavním sídlem poblíž Torina začala s výrobou a vývojem přesných vřeten a elektrovřeten krátce po druhé světové válce. Dnes patří mezi jedny z největších světových výrobců. Vyrábí vřetena pro práci s kovovými, dřevěnými, hliníkovými, skleněnými, ale i mramorovými materiály. V jejich katalogu jsou vřetena s řemenovým převodem, elektrovřetena a i některá hydrostatická vřetena. Jeden typ, konkrétně vřeteno MN s řemenovým náhonem pro broušení vnějších rozměrů je na obr.3.10.

Spindle type	Body		Max. r.p.m.	Wheel		Pulley			Other dim.
	A	B		C	D	E	L	M	N
MN-4	40	180	8.000	125	18	32	40	35	60

Obr.3.9 Parametry vřetena MN-4 [19]



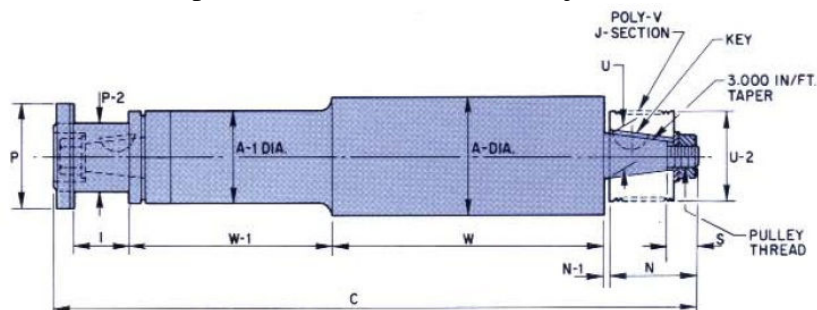


Obr.3.10 Vřeteno typu MN pro vnější broušení [19]

### 3.2.4 Firma SETCO

Americká firma SETCO vznikla roku 1912. V Americe patří mezi největší firmy zabývající se výrobou a opravou vřetenových soustav. Vyrábí brousící vřetena s řemenovými převody pro broušení vnitřních a vnějších ploch, hluboké vnitřní broušení, motorizovaná vřetena, plošná brousící vřetena s otočnými rámy a vřetena pro další speciální aplikace.

Vybrané vřeteno série 3000 pro hluboké vnitřní broušení je zobrazeno na obr.3.11.



SPRINGFIELD MACHINE NO. 1B-TR												
TYPE	MAX. RPM	A	A-1	C	I	N	N-1	P	P-2	U-2	W	W-1
3401	11,000	3.5000	1.750	23.00	1.00	2.19	.12	1.750	.88	1.75	13.00	6.00
3402	11,000	3.5000	1.750	23.00	1.00	2.19	.12	1.750	.88	1.75	9.00	10.00

Obr.3.11 Vřetena série 3000 pro hluboké vnitřní broušení [20]

### 3.2.5 Firma High Speed Technologies(HST)

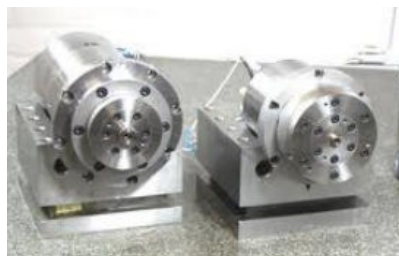
Tato firma se zabývá využitím hydrostatických ložisek při výrobě vřeten a to zejména v oblasti brousících aplikací. Působí na trhu přibližně 35.let. Má ve svém vývojářském týmu známého experta na hydrostatické inženýrství a brousící aplikace dr. L. Kashchenevsky, který vyvinul metody k předvídání rotační přesnosti hydrostatických vřeten.

Hydrostatická vřetena poskytují vysokou přesnost při vysokých otáčkách, velkou nosnost, zkrácení výrobních časů, dlouhou životnost a další výhody. Zejména jejich velké využití je při broušení speciálních materiálů jako je titan a nerez, při kterém dosahují velkých výkonů. Jejich hlavní nevýhodou je vysoká pořizovací cena, ale výrobce zajišťuje rychlou návratnost počáteční investice.



## BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

-Maximální rychlost	120.000 ot / min
-Jmenovitý výkon	6 kW
-Průměr vřeteníku	100 mm
-Pilot průměr / závit	7,5 mm / M7
-Radiální chyba při všech rychlostech	<0,06 um
-Radiální tuhost (přední strana hřídele)	21 N / um
-Radiální nosnost	240 N
-Axiální chyba při všech rychlostech	<0,10 um
-Axiální tuhosti (Střed vřetene)	23 N / um
-Axiální zatížitelnost	250 N

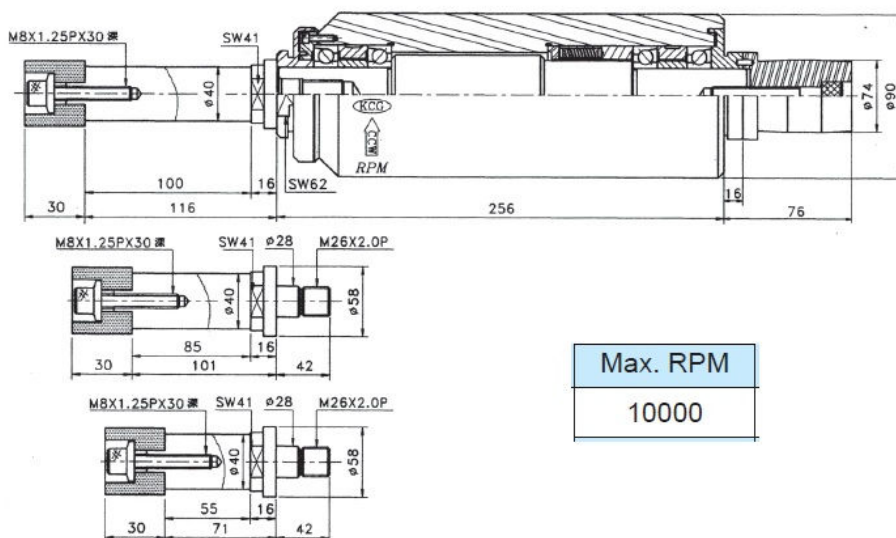


Obr.3.12 Hydrostatická vřetena HST[21]

### 3.2.6 Firma Hann Kuen Machinery & hardware CO.

Jedná se o Taiwanskou firmu, která poskytuje své výrobky ve velkém množství i do České republiky. Působí na trhu už přes 25 let a mezi jejich výrobky patří v první řadě různé typy vřeten, řezné nástroje a stroje.

Vyrábí i brousící vřetena pro vnitřní broušení. Jedno z těchto vřeten, konkrétně typ SEX 9010, je znázorněn na obr.3.13.



Obr.3.13 Vřeteno pro vnitřní broušení s označením SEX 9010 [22]

## 4 VÝPOČTOVÁ ČÁST

Na začátku výpočetní části si bylo zapotřebí zvolit parametry brousícího vřetene. Vybral jsem si brousící vřeteno typu TSA 80x200, které je zobrazeno na obrázku 3.5. Toto vřeteno je určeno pro vnitřní broušení děr a je poháněno řemenem přes řemenici viz výrobce. Jako materiál uvažuji ocel.[18]

### 4.1 Výpočet sil na brousícím kotouči

Pro určení řezné síly bylo nejprve zapotřebí zjistit základní parametry pro vnitřní broušení. Z řezné síly se poté dopočítala síla radiální a axiální.

Parametry viz [5] :

Maximální obvodová rychlost obrobku :  $v_w = 20 \text{ m/min}$   
 Maximální pracovní radiální záběr :  $a_e = 0.01 \text{ mm}$   
 Šířka brousícího kotouče :  $\bar{s} = 32 \text{ mm}$

Axiální posuv :  $f_a = \frac{3}{4} \cdot \bar{s} = \frac{3}{4} \cdot 32 = 24 \text{ mm (4.1) [5]}$

Koeficient pro výpočet radiální síly :  $k_1 = 2.2 \text{ [4]}$

Koeficient pro výpočet axiální síly :  $k_2 = 0.6 \text{ [4]}$

**Vzorec pro stanovení přibližné hodnoty řezné síly :**

$$F_C = 25 \cdot \left( \frac{v_w \cdot 1000}{60} \cdot f_a \right)^{0.6} \cdot a_e^{0.5} = 25 \cdot \left( \frac{20 \cdot 1000}{60} \cdot 24 \right)^{0.6} \cdot 0.01^{0.5} = 549.3 \text{ N (4.2) [4]}$$

**Přibližná hodnota radiální síly na brousícím kotouči :**

$$F_p = k_1 \cdot F_C = 2 \cdot 549.3 = 1099 \text{ N (4.3) [4]}$$

**Přibližná hodnota axiální síly na brousícím kotouči :**

$$F_a = k_2 \cdot F_C = 0.6 \cdot 1087 = 329.568 \text{ N (4.4) [4]}$$

### 4.2 Výpočet celkové síly působící na řemenici

Celková síla působící na řemenici se určí z kroutícího momentu od řezné síly. S uplatněním vztahu : síla ve volné větvi řemenu = 0.15 \* síla v napnuté části řemenu. Pak můžu psát vztah pro kroutící moment:

$$M_k = F_C \cdot \frac{D_K}{2} = F_1 \cdot \frac{D_{KL}}{2} - 0.15 \cdot F_1 \cdot \frac{D_{KL}}{2} \text{ (4.5) [6]}$$

Kde :  $D_K$  je průměr kotouče = 125 mm  
 $D_{KL}$  je průměr řemenice = 45 mm [18]  
 $F_1$  je síla v napnuté části řemenu

Po úpravě se  $F_1$  rovná :

$$F_1 = \frac{F_C \cdot \frac{D_K}{2}}{\frac{D_{KL}}{2} - 0.15 \cdot \frac{D_{KL}}{2}} = \frac{549.3 \cdot \frac{125}{2}}{\frac{45}{2} - 0.15 \cdot \frac{45}{2}} = 1795 \text{ N (4.6)}$$

Síla  $F_2$  ve volné části řemenu se rovná :

$$F_2 = 0.15 \cdot F_1 = 0.15 \cdot 3551 = 269.26 \text{ N (4.7) [6]}$$

**Celková radiální síla působící na řemenici**

$$F_R = F_1 + F_2 = 1795 + 269.26 = 2064 \text{ N (4.8)}$$

### 4.3 Optimální vzdálenost ložisek

Jak už jsem dříve zmiňoval, tak optimální vzdálenost ložisek je taková vzdálenost, při níž je celková deformace nejmenší. Tuto vzdálenost zjistím, když rovnici (1.10) zderivuji podle  $L$  a položím rovnu 0. Z toho vyplývá :

$$\frac{\partial \delta}{\partial L} = \frac{-2a^2}{L^3} \cdot (p_A + p_B) - \frac{2a}{L^2} \cdot p_B + \frac{a^2}{3 \cdot E \cdot I_1} = 0 \text{ (4.9) [3]}$$

Po úpravě na kubickou rovnici dostaneme vztah :

$$L^3 + \frac{6 \cdot I_1 \cdot E \cdot L}{a} \cdot p_B - 6 \cdot E \cdot I_1 \cdot (p_A + p_B) = 0 \text{ (4.10) [3]}$$

Vytvoříme substituci :

$$\frac{6 \cdot E \cdot I_1}{a} \cdot p_B = q \text{ (4.11) [3]}$$

$$-6 \cdot E \cdot I_1 \cdot (p_A + p_B) = z \text{ (4.12) [3]}$$

Po úpravě a substituci  $x=L$  dostaneme rovnici :

$$x^3 + x \cdot q + z = 0 \text{ (4.13) [3]}$$



Rovnice má jen jeden reálný kořen, který si označíme jako  $x_1$ , dále bychom dostali vztah :

$$x_1 = u + v \quad (4.14) [3]$$

Kde :

$$v = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}z - \sqrt{h}} \quad (4.15) [3]$$

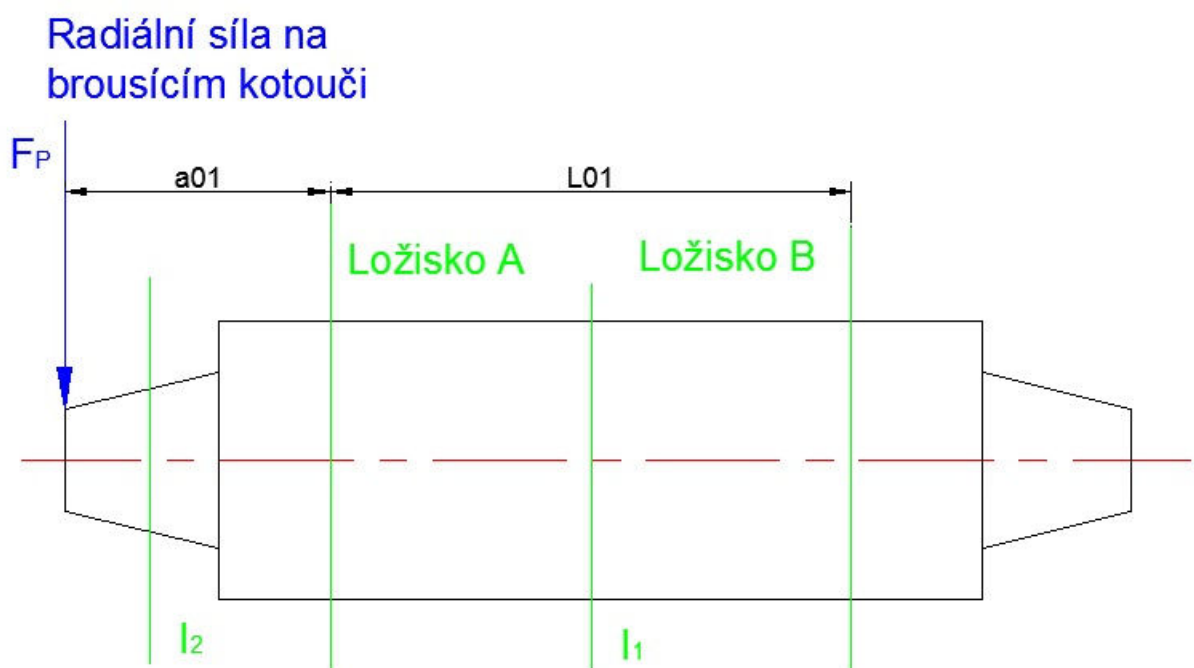
$$u = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}z + \sqrt{h}} \quad (4.16) [3]$$

$$h = \frac{1}{4}z^2 + \frac{1}{27}q^3 \quad (4.17) [3]$$

### 4.3.1 Optimální vzdálenost ložisek v rovině XY

Optimální vzdálenost budu počítat ve dvou rovinách a to v rovině XY a XZ. Tyto roviny jsou na sebe vzájemně kolmé. V jedné rovině působí radiální síla od brousícího kotouče a v druhé radiální síla působící na řemenici. Tato varianta je hospodárnější z hlediska namáhání ložisek.

Na obr.4.1 je znázorněno vřeten v rovině XY :



Obr.4.1 Vřeten v rovině XY

Předem volím na obou koncích hřídele ložiska typu UKF 70 USS 35. Pro tyto ložiska je hodnota radiální tuhosti : [23]

$$T_R = 350 \cdot 10^3 \text{ N/mm} \quad (4.18)$$

Vnitřní průměr ložiska :  $d_2 = 35 \text{ mm}$

Vzdálenost radiální síly brousícího kotouče a ložiska A je : [18]

$$a_{01} = 76 \text{ mm}$$

Modul pružnosti v tahu pro ocel :

$$E = 2.11 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Dále uvažuji konstantní kvadratický moment mezi ložisky.

**Výpočet poddajnosti  $p_A$  a  $p_B$**

$$p_A = p_B = \frac{1}{T_R} = \frac{1}{350 \cdot 10^3} = 2.564 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} \quad (4.19) \quad [3]$$

**Výpočet kvadratického momentu  $I_1$  :**

$$I_1 = \frac{\pi \cdot d_2^4}{64} = \frac{\pi \cdot 35^4}{64} = 73660 \text{ mm}^4 \quad (4.20)$$

**Stanovení hodnot  $q$  a  $z$  :**

$$q = \frac{6 \cdot E \cdot I_1}{a_{01}} \cdot p_B = \frac{6 \cdot 2.11 \cdot 10^5 \cdot 73660}{76} \cdot 2.564 \cdot 10^{-6} = -3146$$

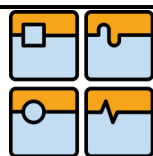
$$z = -6 \cdot E \cdot I_1 \cdot (p_A + p_B) = -6 \cdot 2.11 \cdot 10^5 \cdot 73660 \cdot (2 \cdot 2.564 \cdot 10^{-6}) = -4782 \cdot 10^5$$

**Stanovení hodnot  $h$ ,  $u$ ,  $v$  :**

$$h = \frac{1}{4} z^2 + \frac{1}{27} q^3 = \frac{1}{4} (-4782 \cdot 10^5)^2 + \frac{1}{27} (-3146)^3 = 5.602 \cdot 10^{10}$$

$$u = \sqrt[3]{-\frac{1}{2} z + \sqrt{h}} = \sqrt[3]{-\frac{1}{2} (-4782 \cdot 10^5) + \sqrt{5.602 \cdot 10^{10}}} = 78.069$$

$$v = \sqrt[3]{-\frac{1}{2} z - \sqrt{h}} = \sqrt[3]{-\frac{1}{2} (-4782 \cdot 10^5) - \sqrt{5.602 \cdot 10^{10}}} = 13.434$$



**Optimální vzdálenost ložisek pro rovinu XY je :**

$$L_{O1} = u + v = 78.069 + 13.434 = 91.503 \text{ mm}$$

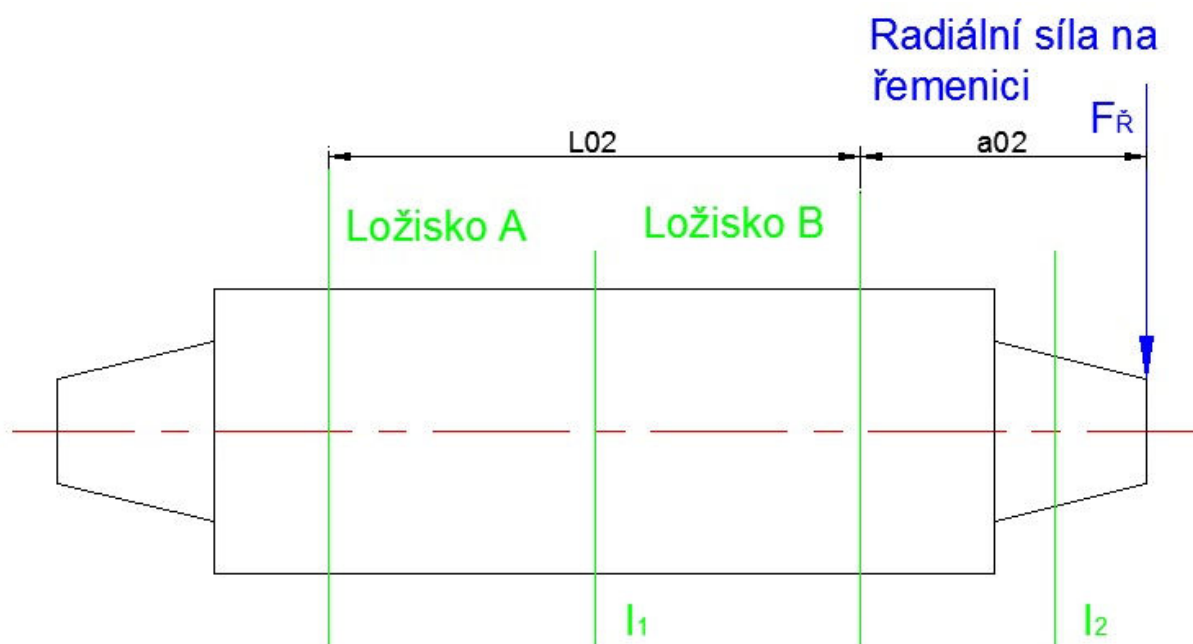
### 4.3.2 Optimální vzdálenost ložisek v rovině XZ

Postup řešení je totožný s výpočtem optimální vzdálenosti ložisek v rovině XY. S tím rozdílem, že zatěžující síla působí od řemenice a vzdálenost mezi ní a ložiskem B je jiná.

Vzdálenost radiální síly od řemenice a ložiska B je : [18]

$$a_{02} = 93 \text{ mm}$$

Na obr.4.1 je znázorněno vřeteno v rovině XZ :



Obr.4.2 Vřeteno v rovině XZ

Optimální vzdálenost v rovině XZ jsme dopočítal pomocí programu Matcad 14.

$$L_{O2} = 89.099 \text{ mm}$$

**Optimální vzdálenost**

Vzdálenost mezi ložisky stanovují:  $L_O = 90 \text{ mm}.$

## 4.4 Radiální síly v ložiskách

Radiální síly v ložiskách se určí pomocí silové a momentové rovnováhy. Nejprve se určí síly v rovině XY a poté v rovině XZ.

Znamé parametry :	Radiální síla na brousícím kotouči	$F_P = 1099 \text{ N}$
	Radiální síla na řemenici	$F_{\text{Ř}} = 2064 \text{ N}$
	Vzdálenost mezi ložisky	$L_O = 90 \text{ mm}$
	Vzdálenost od síly $F_P$ do ložiska A	$a_{O1} = 76 \text{ mm}$
	Vzdálenost od síly $F_{\text{Ř}}$ do ložiska A	$a_{O2} = 93 \text{ mm}$

### I. Rovina XY

Znázornění sil a vzdáleností v rovině XY je na obr.4.3. Červená šipka znázorňuje skutečný směr síly.



Obr.4.3 Síly v rovině XY

### Určení sil $F_{RAXY}$ a $F_{RBXY}$

$$\Sigma M_A = 0 : F_P \cdot a_{O1} + F_{RBXY} \cdot L_O = 0 \quad (4.21)$$

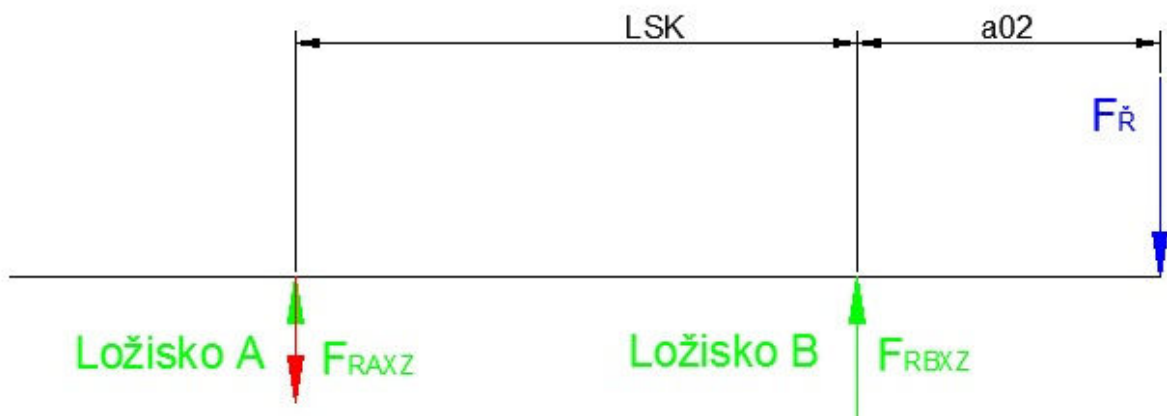
$$\Rightarrow F_{RBXY} = -\frac{F_P \cdot a_{O1}}{L_O} = -\frac{1099 \cdot 76}{90} = -927.673 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0 : F_P - F_{RAXY} - F_{RBXY} \quad (4.22)$$

$$\Rightarrow F_{RAXY} = F_P - F_{RBXY} = 1099 + 927.673 = 2026 \text{ N}$$

### II. Rovina XZ

Znázornění sil a vzdáleností v rovině XZ je na obr.4.4. Červená šipka znázorňuje skutečný směr síly.



Obr.4.4 Síly v rovině XZ

**Určení sil  $F_{RAXZ}$  a  $F_{RBXZ}$**

$$\Sigma M_A = 0: F_{RBXZ} \cdot L_O - F_R \cdot a_{O2} = 0 \quad (4.23)$$

$$\Rightarrow F_{RBXZ} = \frac{F_R \cdot a_{O2}}{L_O} = \frac{2064 \cdot 93}{90} = 2133 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Z = 0: F_R - F_{RAXZ} - F_{RBXZ} \quad (4.24)$$

$$\Rightarrow F_{RAXZ} = F_R - F_{RBXZ} = 2064 - 2133 = -68.81 \text{ N}$$

### III. Celkové radiální síly v ložiskách

Tyto síly se určí z Pythagorovy věty.

**Celková radiální síla v ložisku A**

$$F_{RA} = \sqrt{F_{RAXY}^2 + F_{RAXZ}^2} = \sqrt{2026^2 + (-68.81)^2} = 2027 \text{ N} \quad (4.25)$$

**Celková radiální síla v ložisku B**

$$F_{RB} = \sqrt{F_{RBXY}^2 + F_{RBXZ}^2} = \sqrt{(-927.673)^2 + (2133)^2} = 2326 \text{ N} \quad (4.26)$$

## 4.5 Axiální síly v ložiskách

Ložiska typu UKF 70 USS 35 jsou valivá jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. V místě A budou ve skutečnosti 2 ložiska v tandemu. To stejné platí pro ložiska v místě B. Tyto dva páry ložisek jsou uspořádány do „O“. Radiální síla dopadající na ložisko s kosoúhlým stykem způsobí vnitřní axiální sílu od stykové plochy. S touto silou je nutno počítat. Dále ložiska v místě B jsou předepnuta silou  $F_{př}$ .

Potřebné hodnoty pro výpočet axiálních sil v ložiskách : [23]

Síla od předepnutí :	$F_{PŘ} = 350 \text{ N}$
Vnější axiální síla :	$F_a = 329.568 \text{ N}$
Dynamická únosnost :	$C = 18100 \text{ N}$
Radiální síla v ložisku B :	$F_{RB} = 2326 \text{ N}$

Pro ložiska uspořádána do „O” platí :

$$C_{C1} = 1.62 \cdot C = 1.62 \cdot 18100 = 29320 \text{ N (4.27) [24]}$$

**Vnitřní axiální síly ložisek  $F_{aA}$  a  $F_{aB}$**

Jelikož vnější axiální síla jde směrem od ložiska A do ložiska B, tak platí tyto vztahy :

$$F_{aB} = R \cdot F_{RB} \text{ (4.28) [24]}$$

$$F_{aA} = F_{aB} + F_a \text{ (4.29) [24]}$$

Hodnota R se určuje z grafu a pohybuje se přibližně od 0.82 do 1. [24]

Pro hodnotu

$$\frac{F_a}{C_C} = \frac{329.568}{29320} = 0.011 \text{ (4.30) [24]}$$

platí :

$$R = 0.92$$

$$F_{aB} = R \cdot F_{RB} = 0.92 \cdot 2326 = 2140 \text{ N}$$

$$F_{aA} = F_{aB} + F_a = 2470 \text{ N}$$

**Celková axiální síla v ložisku B zvětšená o sílu předepnutí**

$$F_{aBc} = F_{PŘ} + F_{aB} = 350 + 2140 = 2490 \text{ N (4.31)}$$

## 4.6 Trvanlivost ložisek

Trvanlivost ložisek je důležitý faktor při konstrukčním výběru ložisek. Běžně by se trvanlivost ložiska měla pohybovat kolem 10000-20000 hodinami. Trvanlivost ložiska je vlastně doba, do níž by mělo ložisko být schopno vykonávat svojí funkci. Než dojde k jeho poruše. Velký vliv na trvanlivost ložiska má viskozita maziva, jeho pracovní teplota, stupeň nečistoty prostředí, otáčky hřídele, únosnost ložiska a v neposlední řadě jeho zatížení.

Z hlediska toho, že se zvolil ve všech místech stejný typ ložisek, tak se bude počítat trvanlivost pouze v místě B, kde je větší zatížení ložiska a tudíž i menší trvanlivost. Ložiska jsou s vnitřním tukovým mazáním.

Potřebné parametry pro výpočet trvanlivosti ložisek :

Únosnost ložiska :	$C = 18100 \text{ N [23]}$
Maximální přípustné otáčky vřetene :	$n_{v\check{R}} = 6000 \text{ min}^{-1} [18]$
Radiální síla v místě B :	$F_{RB} = 2326 \text{ N}$
Axiální síla v místě B :	$F_{aBc} = 2490 \text{ N}$
Exponent pro ložiska s bodovým stykem :	$p = 3 [24]$

### Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P

Pro ložiska montovaná do tandemu platí : [24]

$$P = F_{RB} \quad \text{pro } F_{aBc} / F_{RB} \leq 1.14 \text{ (4.32) [24]}$$

$$P = 0.35 \cdot F_{RB} + 0.57 \cdot F_{aBc} \quad \text{pro } F_{aBc} / F_{RB} \geq 1.14 \text{ (4.33) [24]}$$

Pro nás platí :  $F_{aBc} / F_{RB} = 1.05 \Rightarrow$

$$P = F_{RB} = 2326 \text{ N}$$

### Únosnost ložisek v tandemu $C_c$

$$C_{C_2} = 2 \cdot C_B = 2 \cdot 18100 = 36200 \text{ N (4.34) [24]}$$

### Součinitel $a_1$

Pro spolehlivost 95% je součinitel  $a_1 = 0.62$  [24]

### Součinitel teorie trvanlivosti z interaktivního katalogu

$$A_{SKF} = 1.62 \text{ [24]}$$

### Trvanlivost v hodinách ložisek v místě B


$$L_{NM} = a_1 \cdot a_{SKF} \left( \frac{C_{c2}}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{n_{v\check{R}} \cdot 60} = 0.62 \cdot 1.62 \cdot \left( \frac{36200}{2326} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{6000 \cdot 60} = 10390 \text{ hod (4.35) [24]}$$

## 4.7 Zbývající konstrukční prvky

Těsnění bylo zvoleno bezdotykové labyrintové. Jehož parametry nejsou normalizované a byly by na výkresu součástí.

Bezpečnosti vzhledem k MSP a MSÚ se nepočítala z hlediska toho , že dané rozměry byli víceméně přebrané z katalogu GMH s výjimkou vzdáleností ložisek a vnitřních průměrů vřetene ve vřeteníku.

Všechny dosavadní výpočty byli prováděny pro upínací nástavec, který je na obr.3.6 první vlevo. A to i s jeho parametry, které lze najít v katalogu SKF pro vřeteno TSA 80x200.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 48
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

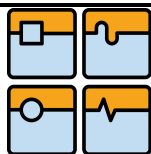
## 5 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo zkonstruovat brousící vřeteno ze zvolených výchozích parametrů. Zvolil jsem si vřeteno pro vnitřní broušení a materiál ocel. Dále bylo ještě zapotřebí vybrat, nebo zkonstruovat speciální nástavec pro upnutí brousícího kotouče. Zvolil jsem si upínací nástavec přírubového tvaru od německé firmy GMN. Základní parametry vybraného vřetene, konkrétně vřetene TSA 80x200, byly taktéž od firmy GMN.

Díky zvolenému nástavci se limitovaly maximální otáčky vřetene na hodnotu 6000 ot/min. Dále maximální hodnota obvodové rychlosti obrobku se zvolila 20m/min a maximální pracovní radiální záběr 0.01. Z těchto hodnot se spočítala přibližná řezná síla a poté přibližná radiální a axiální síla. Tyto hodnoty jsou jen přibližné z důvodu nehomogenního uspořádání brousících zrn v brousícím kotouči.

Všechny výpočty byly provedeny v programu Matcad 14 a model byl vytvořen v Autodesk Inventoru 11.





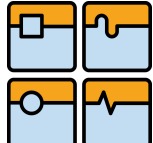
## 6 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

$v_w$	Maximální obvodová rychlost obrobku	[m/min]
$a_e$	Maximální pracovní radiální záběr	[mm]
$\bar{s}$	Šířka brousícího kotouče	[mm]
$f_a$	Axiální posuv	[mm]
$k_1$	Koeficient pro výpočet radiální síly	[-]
$k_2$	Koeficient pro výpočet axiální síly	[-]
$F_C$	Přibližná řezná síla na brousícím kotouči	[N]
$F_p$	Přibližná radiální síla na brousícím kotouči	[N]
$F_a$	Přibližná axiální síla na brousícím kotouči	[N]
$M_k$	Krouticí moment vřetene	[N.mm]
$D_K$	Průměr brousícího kotouče	[mm]
$D_{KL}$	Průměr řemenice	[mm]
$F_1$	Síla v napnuté části řemene	[N]
$F_2$	Síla ve volné části řemene	[N]
$F_{\bar{R}}$	Celková radiální síla působící na řemenici	[N]
$T_R$	Radiální tuhost ložiska	[N/mm]
$d_2$	Vnitřní průměr ložiska	[mm]
$a_{01}$	Vzdálenost mezi radiální kotouče a ložiska A	[mm]
$E$	Modul pružnosti v tahu pro ocel	[MPa]
$p_A$	Poddajnost ložiska A	[mm/N]
$p_B$	Poddajnost ložiska B	[mm/N]
$I_1$	Kvadratický moment	[mm <sup>4</sup> ]
$q$	Konstanta	[-]
$z$	Konstanta	[-]
$h$	Konstanta	[-]
$u$	Konstanta	[-]
$v$	Konstanta	[-]
$L_{O1}$	Optimální vzdálenost ložisek pro rovinu XY	[mm]
$a_{02}$	Vzdálenost mezi radiální od řemenu a ložiska B	[mm]
$L_{O2}$	Optimální vzdálenost ložisek pro rovinu XZ	[mm]
$L_O$	Stanovená vzdálenost mezi ložiska	[mm]
$B$	Délka vřeteníku	[mm]
$F_{RBXY}$	Radiální síla ložiska B v rovině XY	[N]
$F_{RAXY}$	Radiální síla ložiska A v rovině XY	[N]
$F_{RBXZ}$	Radiální síla ložiska B v rovině XZ	[N]
$F_{RAXZ}$	Radiální síla ložiska A v rovině XZ	[N]
$F_{RA}$	Celková radiální síla v ložisku A	[N]
$F_{RB}$	Celková radiální síla v ložisku B	[N]
$F_{P\bar{R}}$	Síla od předeprnutí ložiska	[N]
$C$	Dynamická únosnost ložiska	[N]
$C_{C1}$	Dynamická únosnost ložisek do „O“	[N]
$F_{aB}$	Vnitřní axiální síla ložiska B	[N]
$F_{aA}$	Vnitřní axiální síla ložiska A	[N]
$R$	Součinitel	[-]
$F_{aBc}$	Celková axiální síla v ložisku B	[N]


$n_{VŘ}$	Maximální přípustné otáčky vřetene	$[\text{min}^{-1}]$
$p$	Exponent pro ložiska s bodovým stykem	$[-]$
$P$	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	$[\text{N}]$
$C_{C2}$	Dynamická únosnost ložisek v tandemu	$[\text{N}]$
$a_1$	součinitel spolehlivosti	$[-]$
$A_{SKF}$	Součinitel teorie trvanlivosti	$[-]$
$L_{NM}$	Trvanlivost ložiska	$[\text{hod}]$

## 7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] MAREK, J. a kol. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. 2. rozšířené vydání. Praha : MM publishing, s. r. o. , 2010. 420 s. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [2] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. 1. vydání. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1992. 216 s. ISBN 80-214-0470-1.
- [3] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2. přepracované vyd. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1991. 214 s. ISBN 80-214-0361-6.
- [4] KOČMAN, DRSC., Prof. Ing. Karel; PROKOP, CSC., Doc. Ing. Jaroslav. *Technologie obrábění*. Brno : AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, s. r. o. , 2005. 270 s. ISBN 80-214-3068-0.
- [5] LEINVEBER, Ing. Jan; VÁVRA, Ing. Pavel. *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Praha : ALBRA, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [6] SHIGLEY, Josef E. ; MISCHKE, Charles R. ; BUDYNAS, Richard G. *Konstruování strojních součástí*. první vydání. Brno : VUTUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] KOLÁŘ, Ing . Petr; MORAVEC, Ing. Jan. Vřetena a jejich komponenty . *MM* [online]. 2010, č. 5, [cit. 2011-3-12]. Dostupný z WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/vretena-a-jejich-komponenty>>.
- [8] *Loadpoint Bearing Limited* [online]. 2009 [cit. 2011-03-12]. Dostupné z WWW: [http://www.loadpoint-bearings.com/documents/recent\\_developments\\_in\\_dicing\\_spindles.html](http://www.loadpoint-bearings.com/documents/recent_developments_in_dicing_spindles.html)>.
- [9] *SKF : Mazání* [online]. 2009 [cit. 2011-03-13]. Dostupné z WWW: [http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=cs&newlink=9\\_0\\_78](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=cs&newlink=9_0_78)>.
- [10] *SKF : Montáž a demontáž ložisek* [online]. 2010 [cit. 2011-03-19]. Dostupné z WWW: <http://www.mapro.skf.com/mp3000e.htm>>.
- [11] *SKF : Použití ložisek* [online]. 2010 [cit. 2011-03-19]. Dostupné z WWW: [http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=cs&newlink=9\\_0\\_60](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=cs&newlink=9_0_60)>.
- [12] *Bostap* [online]. 2009 [cit. 2011-04-09]. Dostupné z WWW: <http://www.bostap.eu/sk/produkty/bsac-600-850-1100>>.
- [13] *Machtrade* [online]. 2005 [cit. 2011-04-09]. Dostupné z WWW: <http://www.machtrade.cz/obrabeci-stroje/horizontalni-obrabeci-centra-quaser/hx-504-50.html>>.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 52
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

- [14] Coromant Capto. *Sandvik Coromant* [online]. 2007 [cit. 2011-04-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.coromant.sandvik.com/toolholding>>.
- [15] ČZ a. s. [online]. 2008 [cit. 2011-04-16]. Dostupné z WWW: <<http://www.czas.cz/?PageId=206&SubId=1&Rada=7&Detail=1>>.
- [16] HIPO, s. r. o. : VYBRUŠOVACÍ VŘETENA S ŘEMENOVÝM NÁHONEM [online]. 2006 [cit. 2011-04-16]. Dostupné z WWW: <[http://www.hipo-st.cz/cz/jednotky\\_remenovavretena.htm](http://www.hipo-st.cz/cz/jednotky_remenovavretena.htm)>.
- [17] GMN : Grinding spindles [online]. 2008 [cit. 2011-04-17]. Dostupné z WWW: <<http://www.gmn.de/en/spindles/products/belt-driven-spindles/spindles-for-external-drive.html>>.
- [18] FISCHER PRECISE Group : FISCHER Grinding Spindles [online]. 2008 [cit. 2011-04-17]. Dostupné z WWW: <<http://www.fischerprecise.com/main/products/fischer-spindles/grinding-spindles/>>.
- [19] OMLAT Spa [online]. 2009 [cit. 2011-04-23]. Dostupné z WWW: <[http://www.omlat.com/home\\_eng.htm](http://www.omlat.com/home_eng.htm)>.
- [20] Setco Spindles & Slides [online]. 2011 [cit. 2011-04-23]. Dostupné z WWW: <[http://www.setco.com/index.cfm?fuseaction=home.viewPage&page\\_ID=D4BDE8CD-0AB9-1650-1A8B96B2399F750C](http://www.setco.com/index.cfm?fuseaction=home.viewPage&page_ID=D4BDE8CD-0AB9-1650-1A8B96B2399F750C)>.
- [21] HST [online]. 2010 [cit. 2011-04-24]. Dostupné z WWW: <<http://www.ultraspindles.com/specs.html>>.
- [22] HANN KUEN MACHINERY & HARDWARE CO. . HARDY [online]. 2009 [cit. 2011-04-24]. Dostupné z WWW: <[http://www.machine-tools.tw/sp/e\\_27\\_28.html](http://www.machine-tools.tw/sp/e_27_28.html)>.
- [23] UKF [online]. 2010 [cit. 2011-05-07]. Dostupné z WWW: <[http://www.ukf.de/english/seite.php3?seite=2\\_10&vonhier=1](http://www.ukf.de/english/seite.php3?seite=2_10&vonhier=1)>.7
- [24] SKF : Zásady pro volbu a použití ložisek [online]. 2010 [cit. 2011-05-23]. Dostupné z WWW: <[http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=cs&newlink=10\\_1](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=cs&newlink=10_1)>.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 53
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

## 8 SEZNAM PŘÍLOH

CD :

- model vřetene vytvořený v programu Autodesk Inventor 11
- výkres sestavy vřetene + kusovník
- elektronická verze bakalářské práce